

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-341503

(43)公開日 平成10年(1998)12月22日

(51)Int.Cl.⁶
B 60 L 11/14
B 60 K 17/04
// F 02 B 61/00

識別記号

F I
B 60 L 11/14
B 60 K 17/04
F 02 B 61/00

G
D

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 27 頁)

(21)出願番号 特願平9-148754

(22)出願日 平成9年(1997)6月6日

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 服部 昇

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

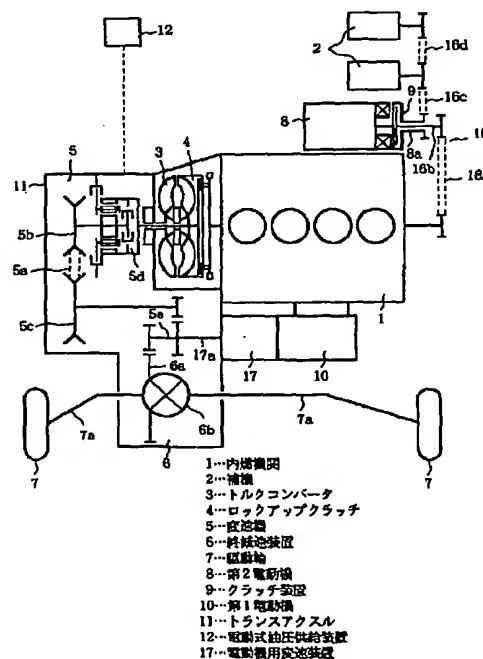
(74)代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外2名)

(54)【発明の名称】 内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置

(57)【要約】

【課題】 小型の第1電動機10をもって発進時等に大きな駆動力を確保するとともに、高車速域でのエネルギー回生の際の第1電動機10の過回転を防止する。

【解決手段】 車両を駆動するための内燃機関3にCVT変速機5が接続され、終減速装置6を介して駆動輪7を駆動する。変速機5の中間軸5eに、駆動輪7の駆動ならびに該駆動輪7によるエネルギー回生が可能な第1電動機10が接続される。内燃機関1によって駆動される補機2とクラランクシャフトとの間に、クラッチ装置9が介装され、補機2を駆動できるように、第2電動機8が設けられる。第1電動機10と駆動輪7との間には、2速の電動機用変速装置10が介装され、発進時等には大きな変速比を与える、高速回生時には直結とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両を駆動するための内燃機関と、無段もしくは有段の変速機と、上記変速機の出力側と駆動輪との間に接続され、上記駆動輪の駆動ならびに該駆動輪によるエネルギー回生が可能な電動機と、を備えてなる内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置において、上記電動機と上記駆動輪側との間に、電動機用変速装置を介装したことを特徴とする内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置。

【請求項2】 上記電動機用変速装置は、歯車組と、いずれか一方を選択的に締結することにより低速段と高速段とを実現する2つの制御可能な締結要素と、から構成され、少なくとも車両前進時の高速域では高速段に、低速域では低速段に、それぞれ制御されることを特徴とする請求項1記載の内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置。

【請求項3】 上記低速段から高速段への変速時に、両締結要素を非締結状態にするとともに、上記変速装置の駆動輪側の出力軸の回転数と同期するように上記電動機の回転数を制御する変速制御手段を備えていることを特徴とする請求項2記載の内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置。

【請求項4】 上記電動機用変速装置は、歯車組と、1つのワンウェイクラッチと、締結状態とすることにより低速段を、非締結状態とすることにより高速段を実現する制御可能な1つの締結要素と、から構成され、少なくとも車両前進時の高速域では高速段に、低速域では低速段に、それぞれ制御されることを特徴とする請求項1記載の内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置。

【請求項5】 上記変速装置は、歯車組と、1つのワンウェイクラッチと、1つの制御可能なクラッチと、から構成され、車両前進時に、高速域では、上記クラッチを締結状態とすることにより高速段に、低速域では、上記クラッチを非締結状態とすることにより低速段に、それぞれ制御されるとともに、車両後進時には、上記クラッチが非締結状態に制御されることを特徴とする請求項1記載の内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置。

【請求項6】 車両前進における上記クラッチの非締結状態から締結状態への移行時に、該クラッチの前後の回転数が互いに同期するように上記電動機の回転数を制御する変速制御手段を備えていることを特徴とする請求項5記載の内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置。

【請求項7】 上記変速装置は、歯車組と、2つのワンウェイクラッチと、1つの制御可能なクラッチと、から構成されており、車両前進時に、上記クラッチが締結状態に、後進時に非締結状態に、それぞれ制御されるとともに、車両前進時に、電動機の駆動もしくは被動による相対回転方向によっていざれかのワンウェイクラッチが締結し、駆動時には低速段に、被動時には高速段に切り換わるように構成していることを特徴とする請求項1

記載の内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置。

【請求項8】 上記電動機用変速装置が低速段に制御される第1の車速以下の低速時には、電動機を駆動し、高速段に制御される第2の車速以上の高速時の減速中には、電動機の回生制御を行い、第1の車速と第2の車速の間では、上記変速装置の回転数同期のために上記電動機の回転数制御を行うことを特徴とする請求項3または請求項6記載の内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明は、内燃機関と電動機とを用いた複合型の車両駆動装置、特に、基本的には車両の走行を内燃機関によって行い、電動機の補助的な作動により、例えば機関停止中のクリープ力の付与や発進時の補助を行うようにした複合型車両駆動装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関と電動機とを組み合わせた複合型車両駆動装置の一例としては、例えば、特開平8-266012号公報に示されているように、内燃機関でもって車両の走行を行うとともに、この内燃機関の出力と並列に電動機を設け、発進時等に電動機の動力を附加できるようにしたハイブリッドシステムが知られている。

【0003】 図1は、この従来のハイブリッド型車両駆動装置の構成を示したものであり、内燃機関51の後段にクラッチ装置52を介してベルト式無段変速機53が接続されており、この変速機53から終減速装置54を介して駆動輪55へ動力伝達がなされている。そして、無段変速機53の出力軸つまりセカンダリブリの回転軸に、電動機56の回転軸が直結されている。この電動機56は、発進時等、内燃機関の出力が不十分なときに動力を付加するため駆動されるとともに、車両減速時には、駆動輪55側から逆に駆動されることによりエネルギー回生を行うことができるようになっている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記従来のように、変速機53の出力側に電動機56を直接に接続し、駆動輪55と電動機56とが常時一体に連動するようにした構成では、例えば車両の発進時に必要な大きな駆動力を得るために、当然のことながら、大きなトルクを有する電動機56と、大電流を流せる強電回路と、同じく大電流に対応したバッテリー（電源）が必要となる。その結果、車両に搭載する装置全体が非常に大型化し、かつ重く高価なものとなってしまう。従って、車両の有効空間の確保や、燃費、動力性能の上で、実用車両に適用することは著しく困難である。

【0005】 特に、信号待ち等の車両の停止中に燃料供給を停止し、その後、アクセルペダルが踏み込まれた時点で、内燃機関51を再度始動するとともに、電動機5

6の駆動力により車両の発進を開始するようにしたいわゆるアイドルストップの技術を適用しようとすると、発進直後の僅かな期間は、電動機5 6の駆動力のみで車両を動かさなければならないので、電動機5 6の大小が発進性能を大きく左右することになる。

【0006】一方、小型の電動機と減速歯車機構とを組み合わせて用いることにより、駆動力を大きく確保しつつ装置全体の小型化を図ることも考えられるが、このような場合には、車両が高速走行したときに、電動機が過度に高速回転となり、許容回転数を越えてしまう恐れがある。また、仮に、クラッチ機構を介装し、高速時に電動機を切り離すようにすると、電動機を保護できる反面、減速時のエネルギー回生をある程度車速が低下した段階でしか開始できないことになり、エネルギー効率の点で好ましくない。

【0007】本発明は、比較的小型の電動機でもって発進時等に大きな駆動力を発揮できるとともに、高速域では、電動機の過回転を防止できる内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置を提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】請求項1に係る複合型車両駆動装置は、車両を駆動するための内燃機関と、無段もしくは有段の変速機と、上記変速機の出力側と駆動輪との間に接続され、上記駆動輪の駆動ならびに該駆動輪によるエネルギー回生が可能な電動機と、を備えてなる内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置において、上記電動機と上記駆動輪側との間に、例えば2速の電動機用変速装置を介装したことを特徴としている。

【0009】この構成では、車両の走行は、基本的には、内燃機関によって行われる。そして、発進時等には、上記電動機が駆動され、内燃機関の発生動力に加えて、車両を駆動する。また、車両の減速時には、上記電動機が逆に被動状態となり、減速エネルギーが回生される。ここで、上記構成では、電動機が電動機用変速装置を介して接続されているので、発進時等のように電動機から駆動力を付与する場合には、減速比の大きな低速段にすることで、大きな駆動力が発揮される。一方、車両の高速域、特に、エネルギー回生を行う減速時等には、減速比の小さな高速段にすることで、電動機の過回転を回避できる。すなわち、図2は、内燃機関に接続される変速機として無段変速機を用いた場合の車両の最大駆動力と、電動機によって発進時に付加すべき駆動力の領域および回生を行うべき領域と、の一例を示しているが、図示するように、発進時に必要なトルクは大きく、かつ車速は低車速のみに限定されているが、回生については、より高速側の領域まで含む必要があり、かつトルクは小さい。従って、電動機用変速装置により減速比を切り換えることによって、両者の要求を両立させることができる。

【0010】この請求項1の発明を一層具体化した請求

項2においては、上記電動機用変速装置は、歯車組と、いずれか一方を選択的に締結することにより低速段と高速段とを実現する2つの制御可能な締結要素と、から構成され、少なくとも車両前進時の高速域では高速段に、低速域では低速段に、それぞれ制御されることを特徴としている。

【0011】つまり、クラッチもしくはブレーキ等からなる2つの締結要素の一方を締結状態に、他方を非締結状態にすることにより、低速段および高速段へ切り換える。そして、車両前進時の高速域では高速段となって電動機の過回転が防止され、また低速域では低速段に制御されて、駆動力が確保される。なお、車両後進時には、一般に高速走行することは稀であるので、特に積極的な制御は不要である。

【0012】さらに請求項3の発明では、上記低速段から高速段への変速時に、両締結要素を非締結状態にするとともに、上記変速装置の駆動輪側の出力軸の回転数と同期するように上記電動機の回転数を制御する変速制御手段を備えている。

20 【0013】これによって、締結要素は、同期回転している状態で締結され、変速時のショック発生が回避される。

【0014】また、請求項4の発明では、上記電動機用変速装置は、歯車組と、1つのワンウェイクラッチと、締結状態とすることにより低速段を、非締結状態とすることにより高速段を実現する制御可能な1つの締結要素と、から構成され、少なくとも車両前進時の高速域では高速段に、低速域では低速段に、それぞれ制御されることを特徴としている。

30 【0015】また請求項5の発明では、上記変速装置は、歯車組と、1つのワンウェイクラッチと、1つの制御可能なクラッチと、から構成され、車両前進時に、高速域では、上記クラッチを締結状態とすることにより高速段に、低速域では、上記クラッチを非締結状態とすることにより低速段に、それぞれ制御されるとともに、車両後進時には、上記クラッチが非締結状態に制御されることを特徴としている。

【0016】このようにワンウェイクラッチを用いた請求項4あるいは請求項5の構成においては、ワンウェイクラッチが、例えば電動機の駆動方向のトルクによる相対回転によって締結され、所定の変速段が実現される。

40 【0017】上記の請求項5の発明をさらに限定した請求項6の発明では、車両前進時における上記クラッチの非締結状態から締結状態への移行時に、該クラッチの前の回転数が互いに同期するように上記電動機の回転数を制御する変速制御手段を備えている。これによって、上記クラッチは、同期回転している状態で締結され、変速時のショック発生が回避される。

【0018】さらに、請求項7の発明では、上記変速装置は、歯車組と、2つのワンウェイクラッチと、1つの

制御可能なクラッチと、から構成されており、車両前進時に、上記クラッチが締結状態に、後進時に非締結状態に、それぞれ制御されるとともに、車両前進時に、電動機の駆動もしくは被動による相対回転方向によっていずれかのワンウェイクラッチが締結し、駆動時には低速段に、被動時には高速段に切り換わるように構成されていることを特徴としている。

【0019】従って、この構成では、車速に応じた外部からの積極的な制御は不要であり、発進等の駆動時には自然に低速段となり、また減速時のように被動のときは高速段となって過回転が回避される。

【0020】また請求項8の発明では、請求項3あるいは請求項6の発明において、上記電動機用変速装置が低速段に制御される第1の車速以下の低速時には、電動機を駆動し、高速段に制御される第2の車速以上の高速時の減速中には、電動機の回生制御を行い、第1の車速と第2の車速の間では、上記変速装置の回転数同期のため上記電動機の回転数制御を行うように構成されている。すなわち、車速が低い状態では、必要に応じて電動機による動力の付加を行い、車速が高い状態では、減速中に、電動機によって回生を行う。

【0021】

【発明の効果】本発明に係る内燃機関と電動機の複合型車両駆動装置によれば、駆動輪と電動機との間に電動機用変速装置を介装したので、比較的小型の電動機でもって発進時等に十分に大きな駆動力を発揮できるとともに、高速走行時における電動機の過回転を防止でき、高速域から減速時のエネルギー回生を行うことができる。従って、強電回路やバッテリー等をも含めて装置全体の小型軽量化を図ることができる。

【0022】特に、請求項3、請求項6あるいは請求項8の発明によれば、変速の際に電動機の回転数を同期させることにより、変速ショックの発生を防止できる。

【0023】また請求項7の発明によれば、電動機の駆動もしくは被動の状態に応じて変速段が自動的に切り換わるので、外部からの積極的な変速制御が不要となり、その制御が簡単なものとなる。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0025】図3は、本発明に係る車両駆動装置の一実施例を示すスケルトン図である。この図3に示すように、内燃機関1のクランクシャフトが主伝動装置としてのトルクコンバータ3を介して変速機5のメインドライブシャフトに接続されているとともに、この変速機5から終減速装置6を介して駆動輪7へ動力伝達がなされている。上記トルクコンバータ3と並列にロックアップクラッチ4が設けられており、このロックアップクラッチ4を締結することにより、内燃機関1と変速機5のメインドライブシャフトとを実質的に直結状態とすることが

できるようになっている。そして、上記トルクコンバータ3の出力側と駆動輪7との間の適宜な位置に、第1電動機10が並列に接続されており、内燃機関1の動力と第1電動機10の動力が接合点で合流して駆動輪7に伝達されるように構成されている。この第1電動機10は、電力の供給により電動機として動作するほか、逆に駆動輪7側から駆動されることにより減速エネルギーの回生が可能となっている。上記第1電動機10と上記接合点との間には、後に詳細に説明する2速の電動機用変速装置17が介装されている。

【0026】また内燃機関1の動力の一部は、ベルト伝動機構等を介して取り出され、種々の補機2、例えば内燃機関1自体に必要なウォータポンプ等や車両側との関係で必要となる空調装置用コンプレッサやパワーステアリング用ポンプ等の補機2を駆動するように構成されている。ここで、上記内燃機関1と補機2との間には、両者間の接続、遮断を行う適宜な形式のクラッチ装置9が介装されている。そして、このクラッチ装置9よりも補機2側に、補機2を駆動するための第2電動機8が接続されている。なお、上記の補機2としては、必ずしも車両の全ての補機を包含する必要はなく、その一部であってもよい。

【0027】この図3の実施例は、変速機5としてベルト式無段自動変速機いわゆるCVTを用いたものであり、このCVT変速機5と、トルクコンバータ3と、ロックアップクラッチ4と、終減速装置6とが、トランスアクスル11として一体化されている。内燃機関1は、車両にいわゆる横置状態に搭載されているものであって、そのシリンダーブロックの一端部が、トランスアクスル11のケースと結合されている。第1電動機10、第2電動機8および補機2は、内燃機関1のシリンダーブロックに支持されている。

【0028】上記CVT変速機5は、スチールベルト5aが巻き掛けられたプライマリブーリ5bおよびセカンダリブーリ5cと、プライマリブーリ5bの回転方向を切り換える前後進切換機構5dと、から大略構成されており、セカンダリブーリ5cの回転が中間軸(第3軸)5eを介して終減速装置6のファイナルギア6aに伝達され、デフ部6bを介して、トランスアクスル11から左右に延びるドライブシャフト7aが駆動されるように構成されている。また、第1電動機10の回転軸、詳しくは電動機用変速装置17の出力軸17aは、上記トランスアクスル11の中間軸(第3軸)5eに接続されており、内燃機関1の動力と第1電動機10の動力が、この中間軸5eで合流して駆動輪7を駆動することになる。

【0029】また、内燃機関1のクランクシャフトの回転は、ベルト伝動機構16を介して補機2にも伝達される。詳しくは、ベルト16aを介して中間軸16bに回転が伝達され、この中間軸16bと第2電動機8の回転

軸8aとの間に、例えば電磁クラッチからなるクラッチ装置9が介在している。そして、上記の第2電動機8の回転軸8aが、ベルト16c, 16dを介して各補機2に連動している。つまり、この実施例では、クラッチ装置9の状態に拘わらず、第2電動機8の回転が常に補機2に伝達されており、またクラッチ装置9が接続状態にある場合に限って、内燃機関1のクランクシャフトと第2電動機8と補機2とが、それぞれ所定の速度比で同時に回転することになる。

【0030】また、内燃機関1の停止中に、自動変速機5の前後進切換機構5d等に必要な油圧を供給するため、電動式油圧供給装置12が設けられている。図4は、この油圧供給装置12の詳細を示すものであって、内燃機関1により駆動される自動変速機用オイルポンプ20のほかに、モーター25で駆動されるオイルポンプ21を備えており、それぞれの吐出側が、それぞれ逆止弁22a, 22bを介して自動変速機5の前後進切換機構5dのクラッチ部23に接続されている。なお、24はオイルパンである。従って、2つのオイルポンプ20, 21の中で、いずれか油圧の高い方が逆止弁22a, 22bにより選択されて、クラッチ部23への圧油の供給がなされる。なお、上記オイルポンプ21用のモーター25は、常時駆動するようにしてもよく、あるいは後述する機関停止中のみ駆動するようにしてもよい。

【0031】次に、図5は、上記のように構成された複合型車両駆動装置の制御装置の構成を示すブロック図である。この制御装置は、内燃機関1の燃料や噴射時期等の種々の制御を行うエンジンコントロールユニット13と、トランスアクスル11（変速機5）の変速比やロックアップ状態等を制御する自動変速機コントロールユニット14と、ハイブリッドシステムコントロールユニット15と、から大略構成されている。上記ハイブリッドシステムコントロールユニット15は、所定のプログラムに従って処理を行うものであって、第1電動機10に接続された第1インバータ駆動回路26と、第2電動機8に接続された第2インバータ駆動回路27と、クラッチ装置9と、電動式油圧供給装置12と、電動機用変速装置17と、を制御しており、これによって、後述するような種々の動作を実現している。また詳細な図示は省略するが、車両および内燃機関1の運転条件を検出するために、種々のセンサ類が設けられている。例えば、アクセルペダルの踏込量を検出するアクセル開度センサ、ブレーキ操作を検出するブレーキセンサ、車速を検出する車速センサ、内燃機関1の回転数を検出するクランク角センサ、内燃機関1の吸入空気量センサ、スロットル弁が全閉であることを検出するアイドルスイッチ、冷却水温センサ、油温センサ、自動変速機5のセレクトレバーによるレンジ位置を検出するレンジ位置検出スイッチ、等が設けられている。これらの各センサの検出信号は、各コントロールユニット13, 14, 15に適宜に

入力されている。さらに、各コントロールユニット13, 14, 15の間は、通信線を介して相互に接続されており、いわゆる協調制御を行うために必要な情報を共有すべく、相互にデータをやりとりしている。なお、29は、内燃機関1の運転や車両の一般的な電装品等のために用いられる低電圧バッテリ、28は、第1, 第2電動機10, 8に対し用いられる高電圧バッテリである。

【0032】次に上記のように構成された車両駆動装置全体の基本的な作用を、図11～図13のタイミングチャートおよび図14～図19のフローチャートに基づいて詳細に説明する。特に、理解を容易にするために、車両の通常走行から減速したときの制御、減速から車両の停止に至るときの制御、車両停止状態から発進するときの制御、の3つの状況に大別して説明する。

【0033】まず最初に、車両の通常走行時の制御およびこの通常走行から減速したときの制御について説明する。図11は、この状況での各部の動作を示している。この図11において、T1のタイミングにおいては、車両は通常走行状態にある。

【0034】図14は、上記のハイブリッドシステムコントロールユニット15において実行される制御の流れを示すメインフローチャートであって、制御を開始した時点で最初にステップ1において、移行終了フラグおよび発進モードフラグを0とする。そして、ステップ2において、燃料噴射モードに入る。この燃料噴射モードは、通常の燃料噴射および点火を行うモードである。ステップ3では、アイドルスイッチの状態を判定し、ステップ4では、発進モードフラグの状態を判定しているが、通常の走行時には、アイドルスイッチがOFF、発進モードフラグが0のままであるから、ステップ4からステップ1へ戻り、燃料噴射モードを継続することになる。この燃料噴射モード中は、クラッチ装置9は接続状態に保持されており、第1電動機10および第2電動機8の制御は停止されている。これにより、内燃機関1によって車両および補機2の双方が駆動される。換言すれば、この状態では、通常の内燃機関1のみを具備した車両と何ら変わることろはない。また、この燃料噴射モードでは、低車速時等を除き、通常、ロックアップクラッチ4が締結されている。

【0035】図11のT2は、アクセルペダルを解放して減速が開始したタイミングであり、T3は、さらにブレーキを踏み込んだタイミングに相当する。これにより、図14のステップ3からステップ5へ進み、燃料噴射が停止する。ステップ6では、車速が0であるか、ステップ7では、ロックアップクラッチ4が締結側に制御されているか、をそれぞれ判定しているが、この段階では、車速は0ではなく、ロックアップクラッチ4は締結状態にあるので、ステップ7からステップ8へ進み、ロックアップ減速モードに入る。図11では、T3～T4の期間がロックアップ減速モードに相当する。このロッ

クアップ減速モードは、主に第1電動機10によって減速エネルギーの回生を行うモードである。

【0036】図15は、このロックアップ減速モードの処理の流れを示しており、まず、予め設定された図6に示すような特性の目標車軸トルクマップに基づき、そのときの車速Vに対応する目標車軸トルクを決定する(ステップ21)。次に、予め設定された図7に示すような特性の内燃機関フリクションマップに基づき、そのときの機関回転数N_eに対応する内燃機関フリクショントルクを求める(ステップ22)。なお、このフリクショントルクは、実際には、そのときのCVT変速機5のギア比を考慮して車軸トルクに換算される。さらに、予め設定された図8に示すような特性の変速機フリクションマップに基づき、そのときの機関回転数に対応する変速機フリクショントルクを求める(ステップ23)。このフリクショントルクは、同様に、そのときのCVT変速機5のギア比を考慮して車軸トルクに換算される。そして、ステップ24において、回生車軸トルクを算出し、かつこれを第1電動機10の電流に換算する。つまり、上記の目標車軸トルクを、内燃機関フリクション車軸トルクと変速機フリクション車軸トルクと回生車軸トルクとの合計で与えるものと考えることにより、目標車軸トルクを得るのに必要な回生車軸トルクが求められる。ステップ25では、この回生車軸トルクを実現するように第1電動機10を制御する。なお、この回生車軸トルクは、当然のことながら負の値として与えられるものであり、図11等では、これを「被動」トルクとして示してある。

【0037】なお、上記実施例では、スロットル弁の全閉によって第1電動機10による回生を開始するよう 30 しているが、過度のエンジンブレーキ作用の発生を防止するために、ブレーキペダルが踏み込まれた場合(ブレーキスイッチのON)にのみ回生を行うようにしてもよい。また、スロットル弁全閉時とブレーキ踏込時とで、マップを切り換えることにより、回生車軸トルクを異なる大きさに与えるようにすることもできる。

【0038】ステップ25からはステップ3へ戻り、アイドルスイッチがONである限り、上記のモードが継続する。これにより、図11に示すように、車速が徐々に低下し、ロックアップ状態であることから、これと同様に機関回転数も低下する。なお、この段階では、補機2は内燃機関1によって駆動されている。

【0039】やがて、機関回転数があるレベル(所定値1)にまで低下した時点(図11のT4のタイミング)で車両のサーボング等を防止するためにロックアップ状態が解除される。ロックアップの解除により、内燃機関1の回転数は、自らのフリクションにより急速に低下しようとする。また、ロックアップ信号に基づき、図14のステップ7の判定がNOとなり、ステップ7からステップ9へ進み、非ロックアップ減速モードとなる。次の

ステップ10では、内燃機関1の回転数が「所定値2」に低下するまで待機する。これは、ロックアップクラッチ4が実際に完全に切断されるまでの遅れを考慮したものであり、「所定値2」としては、例えばロックアップ解除指令が出力された時点の回転数(所定値1)から一定量を差し引いた値として与えればよい。そして、回転数が「所定値2」を下回った段階でステップ11へ進み、モータリング減速モードへ入る。なお、図11では、ロックアップ減速モードの後、直ちにモータリング減速モードに移行しているが、実際には、極短時間、非ロックアップ減速モードが存在する。

【0040】モータリング減速モードにおいては、燃料供給停止に伴う内燃機関1の停止、詳しくは回転数の過度の低下を防止するように、内燃機関1のモータリングを実行する。図16は、このモータリング減速モードの詳細を示している。

【0041】このモータリング減速モードでは、まず、ステップ31において、モータリングにより維持しようとする目標機関回転数(所定値3)を車速に基づいて所定のマップから決定し、ステップ32で、この目標機関回転数と実回転数との差分を求める。次に、この差分に所定のゲインを乗じて、第2電動機8の発生トルクに対する必要なフィードバック操作量を求める。そして、このトルク操作量に基づき、第2電動機8を制御する(ステップ34)。つまり、機関回転数を目標機関回転数に収束させるように、第2電動機8の発生トルクがフィードバック制御される。なお、上記目標機関回転数としては、例えば700 rpm前後である。

【0042】一方、この非ロックアップ状態でのモータリング中も、第1電動機10を用いた回生が行われる。その手順としては、まず予め設定された図6に示すような特性の目標車軸トルクマップに基づき、そのときの車速Vに対応する目標車軸トルクを決定する(ステップ35)。次に、内燃機関1からトルクコンバータ3を通して車軸に伝達されるトルクコンバータ3を算出する(ステップ36)。具体的には、トルクコンバータ3の速度比を、内燃機関1の回転数N_eとタービン回転数(これは車速とギア比から求まる)とによって算出し、図9に示す所定の入力容量係数マップからトルクコンバータ3の入力トルク容量係数t₀を求める。そして、次式から、トルクコンバータ3のトルクTを算出する。

【0043】

【数1】 $T = t_0 * N_e * N_e * t$ … (1)

ここで、t₀はトルクコンバータ3のトルク比であるが、このような減速中には、その値は1である。このようにして求めたトルクコンバータ3のトルクを、そのときのCVT変速機5のギア比を考慮して車軸トルクに換算することにより、上述したトルクコンバータ3のトルクが求められる。さらに、予め設定された図8に示すような特性の変速機フリクションマップに基づき、そのときの機関回転数に

11

対応する変速機フリクショントルクを求める（ステップ37）。なお、このフリクショントルクは、同様に、そのときのCVT変速機5のギア比を考慮して車軸トルクに換算される。そして、ステップ38において、回生車軸トルクを算出し、かつこれを第1電動機10の電流に換算する。つまり、上記の目標車軸トルクを、トルコン伝達車軸トルクと変速機フリクション車軸トルクと回生車軸トルクとの合計で与えるものと考えることにより、目標車軸トルクを得るのに必要な回生車軸トルクが求められる。ステップ39では、この回生車軸トルクを実現するように第1電動機10を制御する。

【0044】上記のように第2電動機8によって内燃機関1のモータリングを行うことにより、内燃機関1の過度の回転数低下、つまり実質的な停止を回避できる。従って、この減速中に、アクセルペダルが踏み込まれれば、燃料噴射の再開（図14のステップ3からステップ5へ進む）によって直ちに自立運転が開始し、加速に移行できる。なお、このモータリング減速モードの間は、補機2は、内燃機関1によって、実質的には電動機8によって駆動され続ける。

【0045】次に、車両の減速から車両の停止に至るまでの制御について説明する。図12は、この状況での各部の動作を示している。

【0046】上述したようなモータリング減速モードによって車速が徐々に低下していくと、やがて、完全に停止することになる。図12のT5が、この車両停止のタイミングに相当する。車両が停止し、つまり車速が0となると、図14のステップ6の判定はYESとなるので、ステップ6からステップ12へ進む。このステップ12では、移行終了フラグの判定を行うが、当初はフラグが0であるので、ステップ13へ進み、移行モードの制御へ移る。

【0047】この移行モードは、第2電動機8によるモータリングを終了するとともに、第1電動機10によるクリープ力発生を開始するモードであり、特に両者の移行の際の段差感の発生を防止しようとするモードである。図17は、この移行モードの処理の流れを示している。

【0048】このモードでは、まず、車両停止中に付与すべき目標クリープトルクを、例えばマップ等に基づいて設定する（ステップ41）。そして、クラッチ装置9のクラッチ容量を中間レベルまで低下させる。なお、この容量の低下は多段階に分けて連続的に低下させるようにしてもよいが、この実施例では、図12にクラッチ伝達トルクとして示されているように、一定の中間値に維持している。このように第2電動機8と内燃機関1との間のクラッチ装置9のクラッチ容量を低下させることにより、内燃機関1の回転数は、フリクションにより徐々に低下していく。これに対し、第2電動機8の回転数は、内燃機関1の回転数とは無関係に所定値に維持する

12

（ステップ43）。補機2は、第2電動機8と一緒に回転するので、クラッチ装置9の容量低下に拘わらず、所定の回転数でもって駆動され続けることになる。

【0049】ステップ44では、前述した（1）式に基づいて同様の手法によりトルコン伝達トルクを求め、ステップ45で、そのときのCVT変速機5のギア比を考慮して車軸トルクに換算し、トルコン伝達トルクによる車両クリープトルク（トルコン車軸トルク）とする。これは、第2電動機8により発生するクリープトルクであり、図12に示すように、内燃機関1の回転数の低下に伴って徐々に低下していく。

【0050】そして、ステップ46で、目標クリープトルクと上記のトルコン伝達トルクによるクリープトルクとの差として、第1電動機10により付加すべきクリープトルクを算出する。つまり、これにより、第1電動機10に必要な駆動トルクが求められる。ステップ47では、このトルクの値から第1電動機10の操作電流量を算出し、ステップ48において第1電動機10を制御する。

【0051】ステップ49では、アイドルスイッチの状態を、ステップ50では車速が0であるか否かを、ステップ51では機関が完全に停止したか否かを、それぞれ判定している。上述したように、クラッチ装置9のクラッチ容量の低下により機関回転数は徐々に低下していくが、機関回転数が0に達するまでは、ステップ51からステップ3へ戻り、上述した制御が継続される。これにより、図12に示すように、徐々に低下する第2電動機8によるクリープトルクを補うように、第1電動機10によるクリープトルクが徐々に増加し、車両全体としては、車両停止時点（T5）から一定のクリープ力が発生する。

【0052】その後、機関回転数が0となると、ステップ51からステップ52へ進み、クラッチ装置9を完全に遮断する。続いて、ステップ53で移行終了フラグを1とする。この時点が、図14のT6のタイミングに相当する。

【0053】ステップ53からはステップ3へ戻るが、ステップ12へ進んだ段階では、該ステップ12の判定がNOとなるので、ステップ12からステップ14へ進み、アイドルストップモードとなる。

【0054】アイドルストップモードは、図18に示すように、まず、ステップ61において、第2電動機8を目標回転数（補機2の駆動に必要な回転数、例えば700rpm前後である）になるように制御するとともに、ステップ62において、前述した目標クリープトルク（車軸トルク）となるように第1電動機10を制御する。また、ステップ63では、アイドルスイッチの状態を、ステップ64では、車速が0であるか否かを判定し、これらの判定がYESである間は、アイドルストップモードを継続する。

50

【0055】従って、このモードに入った状態では、内燃機関1は実質的に停止しており、燃料消費が抑制されるとともに、その回転によるフリクション発生が回避される。そして、補機2は第2電動機8によって駆動され続けるが、第2電動機8は内燃機関1を回転させずに補機2のみを駆動するので、その電力消費も少ないものとなる。また、上述のように車両にクリープ力が付与されることから、車庫入れ等の際の操作性が向上する。なお、この機関停止中は、前述したように、電動式油圧供給装置12によって自動変速機5に必要な油圧が確保される。

【0056】次に、上記の車両停止状態から発進するときの制御について説明する。図13は、この状況での各部の動作を示しており、T7のタイミングでアクセルペダルが踏み込まれている。このようにアクセルペダルが踏み込まれると、図18のステップ63の判定がNOとなり、図19に示す発進モードの制御に移行する。この発進モードとなると、まずステップ71で、発進モードフラグを1とし、かつ前述したアイドルストップモードフラグを0にリセットする。そして、ステップ72へ進んで、クラッチ装置9を接続状態に切り換える。続いて、ステップ73で、第2電動機8の目標回転数をマップ等から読み取り、かつステップ74で、この目標回転数を維持するように第2電動機8を制御する。なお、上記目標回転数としては、これ以前の補機2駆動中の回転数をそのまま維持するようにしてよい。クラッチ装置9を締結することにより、第2電動機8の回転数は低下しようとするが、この回転数を一定に維持するように制御することで、結果的に最大トルクが出力されることになる。なお、この第2電動機8の最大トルクは、クラッチ装置9の最大伝達容量よりも大きく設定されている。従って、クラッチ装置9の滑りを伴いつつ内燃機関1の回転数は徐々に上昇することになる。つまり、内燃機関1の始動のためのクランクングが、この第2電動機8によって行われる。

【0057】次にステップ75では、図10に示すような所定の特性のマップに基づき、そのときのアクセル開度に対応して目標車軸トルクを決定する。そして、ステップ76で、第1電動機10に必要な目標トルクを演算する。これは、詳細には示していないが、前述したクリープトルク演算時のステップ44～ステップ46と同様に、第2電動機8の駆動により生じるトルコン車軸トルクを求めた上で、上記目標車軸トルクとこのトルコン車軸トルクとの差として、第1電動機10が負担すべきトルクを決定するのである。次にステップ77で、この算出したトルクを発生するように、第1電動機10を制御し、ステップ78で、内燃機関1の始動に必要な燃料噴射量の補正や点火時期の補正等の始動制御を開始する。

【0058】ステップ79では、内燃機関1が完爆したか否かを判定しており、完爆するまで、上記の制御を繰

り返す。従って、図13に示すように、内燃機関1は、その回転数が徐々に上昇し、やがて始動して、自立運転に移行することになる。また、第1電動機10のトルクによって、アクセルペダルの踏込量に対応した目標車軸トルクが直ちに得られることになり、車両は非常に応答性よく発進できる。そして、この第1電動機10による発進補助用のトルクは、第2電動機8によるトルクを考慮したものとして与えられるので、全体として過不足なく所望のトルクを確保することができる。

10 【0059】また、この発進の際に、自動変速機5には、電動式油圧供給装置12によって必要な油圧が供給されており、内燃機関1の回転数の立ち上がりを待たずに各部の切換や変速が可能であるので、発進時の応答遅れの要因とはならない。従って、第1電動機10により与える発進補助用のトルクは比較的小さなもので足り、第1電動機10等の電気的駆動システム全体はそれだけ小型となる。

【0060】次に、図13のT8のタイミングで内燃機関1が完爆に至ると、ステップ79の判定がYESとなり、ステップ80へ進む。なお、内燃機関1の完爆は、機関回転数の急激な変化あるいは第2電動機8の駆動トルクの変化等によって検出される。ステップ80では、第2電動機8の電流が力行側であるか否かを判定している。つまり、第2電動機8は、上述した回転数制御が継続されているため、その電流に基づき、内燃機関1の回転数がこの第2電動機8の目標回転数に対応する機関回転数に達したか否かが判定されることになる。機関回転数の方が相対的に高くなり、電流が力行側から被動側に変化したら、ステップ81へ進み、発進モードフラグを

30 0として、通常走行に相当する燃料噴射モード（ステップ2）に移行する。これが、図13のT9のタイミングに相当する。この時点では、補機2は、内燃機関1によって駆動されることになる。燃料噴射モードにおいては、前述したように、第1、第2電動機10、8は、その制御が停止される。

【0061】以上の発進モードの説明では、アクセルペダルが踏み込まれたものとして説明したが、アイドルストップモード中のステップ64において、車速が0以外であると判定した場合にも、同様に発進モードに移行する。例えば、坂道等でブレーキを解放した結果車速が上昇した場合等がこれに該当する。勿論、この車速の判定には、適宜な不感帯が与えられるので、クリープ力によりごくわずか動いた程度では、アイドルストップモードが継続される。また、移行モード中にアクセルペダルが踏み込まれた場合（ステップ49）あるいは車両が走行開始した場合（ステップ50）においても、同様に発進モードに移行する。

【0062】なお、上記の実施例においては、車両の停止中つまり移行モードおよびアイドルストップモードの間に、クラッチ装置9を遮断状態として内燃機関1を完

全に停止するようにしたが、この間、クラッチ装置9を接続状態とし、内燃機関1のモータリングを継続するように制御してもよい。この場合、内燃機関1を回転させることによるフリクションが加わるので、第2電動機8の電力消費の点では不利となるが、発進時には、内燃機関1が回転しているので、燃料噴射を再開すれば、直ちに燃焼が開始し、トルクの立ち上がりの点では有利となる。

【0063】次に、上記の第1電動機10とトランスアクスル11との間に介装されている電動機用変速装置17の具体的な構成および作用について説明する。

【0064】図20は、電動機用変速装置17の第1実施例を示すスケルトン図である。この実施例は、第1電動機10の回転軸10aと電動機用変速装置17の出力軸17aとが同軸状に配置された遊星歯車型のものであって、上記第1電動機10の回転軸10aに接続された第1回転メンバー37と、上記出力軸17aに接続された第2回転メンバー38と、第3回転メンバー39と、から大略構成されている。上記第1回転メンバー37は、ビニオン33を支持するキャリアとして構成され、上記ビニオン33は、第1ビニオン部33aと第2ビニオン部33bとを有している。上記第2回転メンバー38は、上記第2ビニオン部33bに噛み合う第2サンギアとして構成されている。上記第3回転メンバー39は、反力要素として上記第1ビニオン部33aに噛み合う第1サンギアからなり、固定要素に、締結要素としての減速ブレーキ42を介して接続されている。また第1回転メンバー37と第3回転メンバー39とは、締結要素としての直結クラッチ43を介して相互に接続されている。なお、上記の締結要素は、油圧式あるいは電磁式のものを用いることができ、油圧式の場合には、内燃機関1の停止中は、上述した電動式油圧供給装置12によって油圧供給を行えばよい。

【0065】図21は、上記変速装置17の作用を示す*

		減速ブレーキ42 (減速クラッチ)	直結クラッチ43	ギア段
前	駆動時	ON	OFF	減速段
進	被駆動時	OFF	ON	直結段
後	駆動時	ON	OFF	減速段
進	被駆動時	ON	OFF	減速段

【0069】図27は、上記電動機用変速装置17に対する制御の内容を示すフローチャートである。この図27に示すように、制御が開始した直後の初期状態では、直結クラッチ43がOFF、減速ブレーキ42がONとなっている(ステップ101)。次に、ステップ102で、第1電動機10の回転数Nmおよびトランスアクスル11中間軸5eの回転数Naを読み込む。なお、中間

軸5eの回転数Naは、車速に対応するものであり、例えば車速から求めることができる。そして、ステップ103で、中間軸5eの回転数Naが正であるか否か、つまり車両が前進しているか否かを判定する。ここで、後進であると判定した場合には、ステップ106へ進み、初期状態のまま直結クラッチ43をOFF、減速ブレーキ42をONとする。これにより、大きな減速比とな

る。また、前進であった場合、次のステップ104で、回転数N_aが第1所定値以下であるか判定する。第1所定値以下の場合は、同様に、ステップ106へ進み、減速段とする。そして次のステップ107で、第1電動機10の駆動側の制御を行う。つまり、前述したように、必要な車軸トルクを発揮するように、第1電動機10から駆動力を発生させる。

【0070】このようにクリープ力の付与時および発進時に、電動機用変速装置17が減速段となることにより、第1電動機10に必要なトルクは小さくなり、該電動機10を小型化できるとともに、第1電動機10の電流を少なくでき、動力損失を少なくできるばかりでなく、発熱も抑制でき、第1電動機10の耐久性の上で有利となる。また、比較的小型の第1電動機10でもって十分に応答性の高い発進性能を確保することができる。

【0071】またステップ105では、中間軸5eの回転数N_aが第2所定値以上であるか否かを判定しており、これ以上の高速域であれば、ステップ110へ進んで、直結クラッチ43をON、減速ブレーキ42をOFFとする。そして、ステップ111で、第1電動機10を用いた回生側の制御を行う。つまり、この状態では、変速装置17が直結段となっており、車両が高速走行しても、第1電動機10が過回転となることはない。なお、前述したようにスロットル全閉を条件として回生を開始してもよく、あるいはブレーキペダルの踏込を条件として回生を行うようにしてもよい。上記の第2所定値としては、かならずしも固定値ではなく、例えば、回生量が0となる車速つまり車速低下時に目標車軸トルクが被動側から駆動側へ変わるときの車速に対応して設定するといよ。

【0072】また、回転数N_aが第1所定値と第2所定値の間にある場合は、ステップ108へ進み、直結クラッチ43および減速ブレーキ42の双方を一時的にOFFにするとともに、ステップ109で、N_m=N_aとなるように、第1電動機10の回転数制御を行う。つまり、変速の際に、直結クラッチ43の前後の回転が同期した状態となり、その締結の際あるいは離脱の際に、変速ショックを発生することがない。しかも、速やかな締結が可能となり、変速の応答遅れがない。

【0073】なお、上記の第1所定値および第2所定値として、その変速の方向に応じて適宜なヒステリシスを与えるようにしてもよい。

【0074】次に、図22は、電動機用変速装置17の第2実施例を示している。この実施例は、単純遊星歯車を1つ使った構成であって、第1回転メンバー37がサンギアとして構成され、かつ第2回転メンバー38がビニオン33を支持するキャリアとして構成されているとともに、第3回転メンバー39がリングギアとして構成されている。また第1実施例と同じく、上記第3回転メンバー39は、固定要素に、減速ブレーキ42を介して

接続されており、第1回転メンバー37と第3回転メンバー39とは、直結クラッチ43を介して相互に接続されている。

【0075】図23は、上記第2実施例の作用を示す共線図であって、その作用は、上述した第1実施例と全く同一である。従って、論理表も表1の通りである。また、その制御としても、第1実施例と変わることはない。

【0076】この第2実施例においては、上記第1実施例に比べて、減速段における減速比が小さくなるという特徴がある。

【0077】次に、図24は、電動機用変速装置17の第3実施例を示している。この実施例は、第1ビニオン33と第2ビニオン34とを有するものであって、上記第1電動機10の回転軸10aに接続された第1回転メンバー37と、変速装置17の出力軸17aに接続された第3回転メンバー39と、第2回転メンバー38と、第4回転メンバー40とから大略構成されている。上記第1回転メンバー37は、第2ビニオン34と噛み合うサンギアとして構成され、第2回転メンバー38は、第1ビニオン33と噛み合うリングギアを備えるとともに、第2ビニオン34を支持するキャリアとなっている。第3回転メンバー39は、第2ビニオン34と噛み合うリングギアを有し、かつ第1ビニオン33を支持している。第4回転メンバー40は、第1ビニオン33と噛み合うリングギアを有し、かつ減速ブレーキ42を介して固定要素に接続されている。また第1回転メンバー37と第3回転メンバー39とは、直結クラッチ43を介して相互に接続されている。

【0078】図25は、上記第3実施例の作用を示す共線図であって、その作用は、上述した第1、第2実施例と基本的に同一である。論理表も表1の通りである。また、その制御としても、第1実施例と変わることはない。

【0079】この第3実施例においては、上記第1実施例に比べて、減速段における減速比を大きく確保できるという特徴がある。

【0080】次に、図26は、平行2軸型の構成とした電動機用変速装置17の第4実施例を示している。

【0081】この実施例は、上記第1電動機10の回転軸10aに接続された歯車44aと、変速装置17の出力軸17aに接続された歯車45aと、これらに平行に配置された歯車44bおよび歯車45bと、から大略構成されており、歯車44aと歯車45aとの間に直結クラッチ43が、歯車44bと歯車45bとの間に減速クラッチ42が、それぞれ配置されている。

【0082】この実施例においても、上記直結クラッチ43および減速クラッチ42は、第1実施例と同様に、図27のフローチャートに沿って制御される。また、その変速の論理表も、第1実施例等と同様に前述した表1

となる。但し、この第4実施例では、前述した第1～第3実施例の減速ブレーキ42に代えて、減速クラッチ42が用いられる形となる。

【0083】この実施例においては、平行歯車型とすることにより、かき上げ潤滑が容易となり、かつ歯車工作が容易である。

【0084】以上説明した第1～第4実施例は、上述したように、表1に示す同一の締結論理を有するものであるが、これらに共通なことは、後進時にも、第1電動機10にて車両を駆動できることである。また、ワンウェイクラッチを用いていないため、前進高速段のみならず、前進低速段でも必要に応じてエンジンブレーキ制御や回生制御を行うことが可能である。

【0085】次に、図28は、ワンウェイクラッチを用いた電動機用変速装置17の第5実施例を示す。この実施例は、第1～第3実施例と同様に、第1電動機10の回転軸10aと電動機用変速装置17の出力軸17aとが同軸状に配置された遊星歯車型のものであって、上記第1電動機10の回転軸10aに接続された第1回転メンバー37と、上記出力軸17aに接続された第2回転メンバー38と、第3回転メンバー39と、から大略構成されている。上記第1回転メンバー37は、ビニオン33を支持するキャリアとして構成され、上記ビニオン33は、第1ビニオン部33aと第2ビニオン部33bとを有している。上記第2回転メンバー38は、上記第2ビニオン部33bに噛み合う第2サンギアとして構成されている。上記第3回転メンバー39は、反力要素として上記第1ビニオン部33aに噛み合う第1サンギアからなり、固定要素に、締結要素としての減速ブレーキ*

		減速ブレーキ42 (減速クラッチ)	直結ワイヤ クラッチ36	ギア段
前	駆動時	ON	(OFF)	減速段
後	駆動時	OFF	(ON)	直結段
前	被駆動時	OFF	(OFF)	FREE
後	被駆動時	ON	(ON)	直結段

【0090】図35は、上記第5実施例の電動機用変速装置17に対する制御の内容を示すフローチャートである。この図35に示すように、制御が開始した直後の初期状態では、減速ブレーキ42がONつまり締結状態となっている(ステップ121)。次に、ステップ122で、第1電動機10の回転数Nmおよびトランスアクスル11中間軸5eの回転数Naを読み込む。そして、ステップ123で、車両のCVT変速機5のレンジ位置が、Dレンジ(走行レンジ)等の前進レンジであるか否かを判定する。ここで、後進レンジであると判定した場合には、ステップ124へ進み、ロックを防止すべく減速ブレーキ42をOFFとし、かつステップ125で、

*42を介して接続されている。また第1回転メンバー37と第3回転メンバー39とは、ワンウェイクラッチ36を介して相互に接続されている。換言すれば、第1実施例における直結クラッチ43に代えて、直結用のワンウェイクラッチ36を配置した構成となっている。

【0086】図29は、上記第5実施例の変速装置17の作用を示す共線図である。この共線図においては、上記のワンウェイクラッチ36による要素の締結を三角印でもって示している。

10 【0087】前述したように、第1電動機10が駆動されるのは、車両の停止時(クリープ力の付与)あるいは発進時であり、いずれも、車速の低い領域に限定される。このように車速の低い領域では、後述するように、減速ブレーキ42が締結される。そのため、図29の(A)に示すように、大きな減速比が得られる。なお、このとき、ワンウェイクラッチ36は空転する。これに對し、前述したロックアップ減速モードのように第1電動機10が被動状態となる高速域では、後述するように、減速ブレーキ42がOFFとなり、かつ相対回転によりワンウェイクラッチ36が噛合状態となるので、(B)に示すように、減速比が1つまり直結段となる。また、後進時には、減速ブレーキ42を非締結とすることにより、共線図は、(C)および(D)に示すようになる。

20 【0088】従って、次の表2に示す論理表のような締結論理となる。なお、ワンウェイクラッチ36の締結、非締結は自然に決まるので、括弧を付して示している。

【0089】

【表2】

第1電動機10の制御を停止する。

40 【0091】また、前進レンジであった場合、次のステップ126で、回転数Nmが第1所定値以下であるか判定する。第1所定値以下の場合は、ステップ127へ進み、減速ブレーキ42をONとして、該変速装置17を減速段とする。そして次のステップ128で、前述した実施例と同様に、第1電動機10の駆動側の制御を行う。

【0092】またステップ126で、第1所定値より高い高速域であれば、ステップ129へ進んで、減速ブレーキ42をOFFとする。そして、ステップ130で、50 第1電動機10を用いた回生側の制御を行う。つまり、

この状態では、変速装置17が直結段となっており、車両が高速走行しても、第1電動機10が過回転となることはない。なお、前述したようにスロットル全閉を条件として回生を開始してもよく、あるいはブレーキペダルの踏込を条件として回生を行いうようにしてもよい。

【0093】ここで、車速が上昇して変速が行われる状況を考えると、上記第1所定値を越えた時点で減速ブレーキ42がOFFとなり、これに伴って、フリクションにより第1電動機10の回転数は低下してくる。そのため、ワンウェイクラッチ36の前後回転数が自然に0となり、その段階で該ワンウェイクラッチ36が噛み合う。従って、前述した各実施例のように第1電動機10の回転数を積極的に同期制御しなくとも、変速ショックが生じることはない。

【0094】なお、上記の第1所定値として、その変速の方向に応じて適宜なヒステリシスを与えるようにしてもよい。

【0095】次に、図30は、電動機用変速装置17の第6実施例を示している。この第6実施例は、前述した図22の第2実施例における直結クラッチ43に代えて、ワンウェイクラッチ36を第1回転メンバー37と第3回転メンバー39との間に配置した構成となっている。

【0096】図31は、上記第6実施例の作用を示す共線図であって、その作用は、上述した第5実施例と全く同一である。従って、締結論理も表2の論理表の通りである。また、その制御としても、第5実施例と特に変わることはない。

【0097】この第6実施例においては、上記第5実施例に比べて、減速段における減速比が小さくなるという特徴がある。

【0098】次に、図32は、電動機用変速装置17の第7実施例を示している。この第7実施例は、前述した図24の第3実施例における直結クラッチ43に代えて、ワンウェイクラッチ36を第1回転メンバー37と第3回転メンバー39との間に配置した構成となっている。

【0099】図33は、上記第7実施例の作用を示す共線図であって、その作用は、上述した第5、第6実施例と基本的に同一である。締結論理も表2の論理表の通りである。また、その制御としても、第5実施例と特に変わることはない。

【0100】この第7実施例においては、上記第5実施例に比べて、減速段における減速比を大きく確保できるという特徴がある。

【0101】次に、図34は、電動機用変速装置17の第8実施例を示している。この第8実施例は、前述した図26の第4実施例と同様に平行2軸型の構成としたものであって、第4実施例における直結クラッチ43に代えて、ワンウェイクラッチ36を歯車44aと歯車45

aとの間に配置した構成となっている。

【0102】この実施例においても、減速クラッチ42は、第5実施例と同様に、図35のフローチャートに沿って制御される。また、その変速の論理表も、第5実施例等と同様に前述した表2となる。但し、この第8実施例では、前述した第5～第7実施例の減速ブレーキ42に代えて、減速クラッチ42が用いられる形となる。

【0103】この実施例においては、第4実施例と同様に、平行歯車型とすることにより、かき上げ潤滑が容易となり、かつ歯車工作が容易である。

【0104】以上説明した第5～第8実施例は、上述したように、表2に示す同一の締結論理を有するものであるが、これらに共通なことは、前進レンジ（例えばDレンジ）が選択されている状態では、減速ブレーキ（もしくは減速クラッチ）42とワンウェイクラッチ36の作用により、車両の後進が阻止される、ということである。つまり、車両が後方へ動こうとすると駆動輪7がロックするため、いわゆるヒルホールド作用が得られ、急な上り坂においても後方に下がることはない。

20 【0105】次に、図36は、やはりワンウェイクラッチを用いた電動機用変速装置17の第9実施例を示す。この第9実施例は、第1実施例や第5実施例等と同様に、第1電動機10の回転軸10aと電動機用変速装置17の出力軸17aとが同軸状に配置された遊星歯車型のものであって、上記第1電動機10の回転軸10aに接続された第1回転メンバー37と、上記出力軸17aに接続された第2回転メンバー38と、第3回転メンバー39と、から大略構成されている。上記第1回転メンバー37は、ビニオン33を支持するキャリアとして構成され、上記ビニオン33は、第1ビニオン部33aと第2ビニオン部33bとを有している。上記第2回転メンバー38は、上記第2ビニオン部33bに噛み合う第2サンギアとして構成されている。上記第3回転メンバー39は、反力要素として上記第1ビニオン部33aに噛み合う第1サンギアからなり、固定要素に、ワンウェイクラッチ35を介して接続されている。また第1回転メンバー37と第3回転メンバー39とは、第1実施例

30 と同様に、直結クラッチ43を介して相互に接続されている。換言すれば、第1実施例における減速ブレーキ42に代えて、減速用のワンウェイクラッチ35を配置した構成となっている。

【0106】図37は、上記第9実施例の変速装置17の作用を示す共線図である。この共線図においては、上記の減速用ワンウェイクラッチ35による要素の締結を三角印でもって示している。

【0107】前述したように、第1電動機10が駆動されるのは、車両の停止時（クリープ力の付与）あるいは発進時であり、いずれも、車速の低い領域に限定される。このように車速の低い領域では、後述するように、直結クラッチ43がOFFつまり非締結となる。そして

第1電動機10の駆動時には、ワンウェイクラッチ35が相対回転によって噛合状態となる。そのため、図37の(A)に示すように、大きな減速比が得られる。これに対し、前述したロックアップ減速モードのように第1電動機10が被動状態となる高速域では、後述するように、直結クラッチ43がONとなり、かつ相対回転によりワンウェイクラッチ35が空転状態となるので、(B)に示すように、減速比が1つまり直結段となる。また、後進時には、直結クラッチ43を非締結とするこ^とにより、共線図は、(C)および(D)に示すように*10

		減速ワンウェイ クラッチ35	直結クラッチ23	ギア段
前	駆動時	(ON)	OFF	減速段
進	被駆動時	(OFF)	ON	直結段
後	駆動時	(OFF)	OFF	FREE
進	被駆動時	(ON)	OFF	減速段

【0110】図43は、上記第9実施例の電動機用変速装置17に対する制御の内容を示すフローチャートである。この図43に示すように、制御が開始した直後の初期状態では、直結クラッチ43がOFFとなっている(ステップ141)。次に、ステップ142で、第1電動機10の回転数Nmおよびトランスアクスル11中間軸5eの回転数Naを読み込む。そして、ステップ143で、中間軸5eの回転数Naが正であるか否か、つまり車両が前進しているか否かを判定する。ここで、後進であると判定した場合には、ステップ144へ進み、初期状態のまま直結クラッチ43をOFFとする。これにより、被動側では大きな減速比となり、かつ駆動側では、フリーの状態となる。また、前進であった場合、次のステップ145で、回転数Naが第1所定値以下であるか判定する。第1所定値以下の場合は、ステップ146へ進み、直結クラッチ43をOFFとして減速段とする。そして次のステップ147で、前述した各実施例と同様に、第1電動機10の駆動側の制御を行う。つまり、必要な車軸トルクを発揮するように、第1電動機10から駆動力を発生させる。

【0111】このようにクリープ力の付与時および発進時に、電動機用変速装置17が減速段となることにより、第1電動機10に必要なトルクは小さくなり、該電動機10を小型化できるとともに、第1電動機10の電流を少なくでき、動力損失を少なくできるばかりでなく、発熱も抑制でき、第1電動機10の耐久性の上で有利となる。また、比較的小型の第1電動機10でもって十分に応答性の高い発進性能を確保することができる。

【0112】またステップ148では、中間軸5eの回転数Naが第2所定値以上であるか否かを判定してお^り、これ以上の高速域であれば、ステップ151へ進ん

*なる。

【0108】従って、次の表3に示す論理表のような締結論理となる。なお、減速用ワンウェイクラッチ35の締結、非締結は自然に決まるので、括弧を付して示している。また、この表3に示すように、後進でかつ駆動側である場合には、変速装置17は、フリーの状態となる。

【0109】

【表3】

20 で、直結クラッチ43をONとする。そして、ステップ152で、第1電動機10を用いた回生側の制御を行う。つまり、この状態では、変速装置17が直結段となっており、車両が高速走行しても、第1電動機10が過回転となることはない。なお、前述したようにスロットル全閉を条件として回生を開始してもよく、あるいはブレーキペダルの踏込を条件として回生を行うようにしてもよい。上記の第2所定値としては、第1実施例と同様に、例えば、回生量が0となる車速つまり車速低下時に目標車軸トルクが被動側から駆動側へ変わるとときの車速に対応して設定するとよい。

20 30 【0113】また、回転数Naが第1所定値と第2所定値の間にある場合は、ステップ149へ進み、直結クラッチ43をOFFにするとともに、ステップ150で、Nm=Naとなるように、第1電動機10の回転数制御を行う。つまり、変速の際に、直結クラッチ43の前後の回転が同期した状態となり、その締結の際あるいは離脱の際に、変速ショックを発生することがない。しかも、速やかな締結が可能となり、変速の応答遅れがない。

40 【0114】なお、上記の第1所定値および第2所定値として、その変速の方向に応じて適宜なヒステリシスを与えるようにしてもよい。

【0115】上記の第9実施例の変速装置17においては、ワンウェイクラッチ35が伝達トルクの大部分を負担し、直結クラッチ43の負荷は小さい。よく知られているように、外部から制御可能なクラッチやブレーキに比べて、ワンウェイクラッチは大容量のものを小型に構成し得るので、この第9実施例によれば、変速装置17を非常に小型にできる利点がある。

50 【0116】次に、図38は、電動機用変速装置17の

第10実施例を示している。この第10実施例は、前述した図22の第2実施例における減速ブレーキ42に代えて、減速用ワンウェイクラッチ35を固定要素と第3回転メンバー39との間に配置した構成となっている。

【0117】図39は、上記第10実施例の作用を示す共線図であって、その作用は、上述した第9実施例と全く同一である。従って、締結論理も表3の論理表の通りである。また、その制御としても、図43のフローチャートに従って行われ、第9実施例と特に変わることはない。

【0118】この第10実施例においては、上記第9実施例に比べて、減速段における減速比が小さくなるという特徴がある。

【0119】次に、図40は、電動機用変速装置17の第11実施例を示している。この第11実施例は、前述した図24の第3実施例における減速ブレーキ42に代えて、減速用ワンウェイクラッチ35を固定要素と第3回転メンバー39との間に配置した構成となっている。

【0120】図41は、上記第11実施例の作用を示す共線図であって、その作用は、上述した第9、第10実施例と基本的に同一である。締結論理も表3の論理表の通りである。また、その制御としても、第9実施例と特に変わることはない。

【0121】この第11実施例においては、上記第9実施例に比べて、減速段における減速比を大きく確保できるという特徴がある。

【0122】次に、図42は、電動機用変速装置17の第12実施例を示している。この第12実施例は、前述した図26の第4実施例と同様に平行2軸型の構成としたものであって、第4実施例における減速クラッチ42に代えて、減速用ワンウェイクラッチ35を歯車44bと歯車45bとの間に配置した構成となっている。

【0123】この実施例においても、直結クラッチ43は、第9実施例と同様に、図43のフローチャートに沿って制御される。また、その変速の論理表も、第9実施例等と同様に前述した表3となる。

【0124】この実施例においては、第4実施例と同様に、平行歯車型とすることにより、かき上げ潤滑が容易となり、かつ歯車工作が容易である。

【0125】以上説明した第9～第12実施例は、上述したように、表3に示す同一の締結論理を有するものであるが、これらに共通なことは、急な上り坂等において、前進レンジ（例えばDレンジ）が選択されている状態で車両が後進しようとしても、直結クラッチ43がOFFとなっていることから、駆動輪7のロックが生じない、ということである。従って、いわゆるヒルホールド効果が得られない反面、駆動輪7のロックによる不快な振動を防止できる。

【0126】次に、図44は、ワンウェイクラッチを2

つ用いた電動機用変速装置17の第13実施例を示す。この第13実施例は、第1実施例や第5実施例等と同様に、第1電動機10の回転軸10aと電動機用変速装置17の出力軸17aとが同軸状に配置された遊星歯車型のものであって、上記第1電動機10の回転軸10aに接続された第1回転メンバー37と、上記出力軸17aに接続された第2回転メンバー38と、第3回転メンバー39と、から大略構成されている。上記第1回転メンバー37は、ビニオン33を支持するキャリアとして構成され、上記ビニオン33は、第1ビニオン部33aと第2ビニオン部33bとを有している。上記第2回転メンバー38は、上記第2ビニオン部33bに噛み合う第2サンギアとして構成されている。上記第3回転メンバー39は、反力要素として上記第1ビニオン部33aに噛み合う第1サンギアからなり、固定要素に、減速用ワンウェイクラッチ35を介して接続されている。また第1回転メンバー37と第3回転メンバー39とは、直結クラッチ43ならびに直結用ワンウェイクラッチ36を介して相互に接続されている。換言すれば、第1実施例における減速ブレーキ42に代えて、減速用のワンウェイクラッチ35を配置するとともに、直結クラッチ43と直列に直結用ワンウェイクラッチ36を介装した構成となっている。

【0127】図45は、上記第13実施例の変速装置17の作用を示す共線図である。この共線図においては、上記の減速用ワンウェイクラッチ35および直結用ワンウェイクラッチ36による要素の締結を三角印でもって示している。

【0128】この実施例では、後述するように、前進時には直結クラッチ43が常にONとなる。そして第1電動機10の駆動時には、減速用ワンウェイクラッチ35が相対回転によって噛合状態となり、直結用ワンウェイクラッチ36は空転する。そのため、図45の(A)に示すように、大きな減速比が得られる。これに対し、前述したロックアップ減速モードのように第1電動機10が被動状態となる高速域では、直結用ワンウェイクラッチ36が噛合状態となり、減速用ワンウェイクラッチ35が空転することから、(B)に示すように、減速比が1つまり直結段となる。また、後進時には、直結クラッチ43を非締結とすることにより、共線図は、(C)および(D)に示すようになる。

【0129】従って、次の表4に示す論理表のような締結論理となる。なお、ワンウェイクラッチ35、36の締結、非締結は自然に決まるので、括弧を付して示している。また、この表4に示すように、後進でかつ駆動側である場合には、変速装置17は、フリーの状態となる。

【0130】

【表4】

		減速クラッチ ON, OFF	直結クラッチ ON, OFF	直結クラッチ ON, OFF	ギア段
前進	駆動時	(ON)	ON	(OFF)	減速段
後進	被駆動時	(OFF)	ON	(ON)	直結段
前進	駆動時	(OFF)	OFF	(OFF)	FREE
後進	被駆動時	(ON)	OFF	(OFF)	減速段

【0131】図46は、上記第13実施例の電動機用変速装置17に対する制御の内容を示すフローチャートである。この図46に示すように、制御が開始した直後の初期状態では、直結クラッチ43はONとなっている(ステップ161)。次に、ステップ162で、第1電動機10の回転数Nmおよびトランスアクスル11中間軸5eの回転数Naを読み込む。そして、ステップ163で、車両のCVT変速機5のレンジ位置が、Dレンジ(走行レンジ)等の前進レンジであるか否かを判定する。ここで、後進レンジであると判定した場合には、ステップ164へ進み、ロックを防止すべく直結クラッチ43をOFFとする。これにより被動側では大きな減速比となり、かつ駆動側では、フリーの状態となる。

【0132】また、前進レンジであった場合には、ステップ165へ進み、回転数Naが第1所定値以下であるか判定する。第1所定値以下の場合は、ステップ166へ進み、直結クラッチ43をONとする。そして次のステップ167で、前述した各実施例と同様に、第1電動機10の駆動側の制御を行う。つまり、必要な車軸トルクを発揮するように、第1電動機10から駆動力を発生させる。第1電動機10が駆動することにより、変速装置17は自動的に減速段となる。

【0133】またステップ168では、中間軸5eの回転数Naが第2所定値以上であるか否かを判定しており、これ以上の高速域であれば、ステップ170へ進んで、直結クラッチ43をONに保つ。そして、ステップ171で、前述した各実施例と同様に、第1電動機10を用いた回生側の制御を行う。このように第1電動機10が被動となる状態では、変速装置17が自動的に直結段となる。そのため、車両が高速走行しても、第1電動機10が過回転となることはない。なお、前述したようにスロットル全閉を条件として回生を開始してもよく、あるいはブレーキペダルの踏込を条件として回生を行うようにしてもよい。上記の第2所定値としては、第1実施例と同様に、例えば、回生量が0となる車速つまり車速低下時に目標車軸トルクが被動側から駆動側へ変わるべきの車速に対応して設定するとよい。

【0134】また、回転数Naが第1所定値と第2所定値の間にある場合は、ステップ169へ進み、直結クラッチ43をONに保つ。ここで、車速が上昇して変速が行われる状況を考えると、上記第1所定値を越えた時点

10 で第1電動機10により与えられていた駆動力が0となるので、これに伴って、フリクションにより第1電動機10の回転数は低下していく。そのため、ワンウェイクラッチ36の前後回転数が自然に0となり、その段階で該ワンウェイクラッチ36が噛み合う。従って、第1電動機10の回転数を積極的に同期制御しなくとも、変速ショックが生じることはない。

【0135】このように、この第13実施例では、前進レンジにおいて、2つのワンウェイクラッチ35、36によって、自動的に変速比が切り換わる。つまり、駆動20 時には減速用ワンウェイクラッチ35により減速段が自動的に選択され、被動時には直結用ワンウェイクラッチ36により直結段が自動的に選択され、制御を単純化することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】従来の車両駆動装置の構成を示すスケルトン図。

【図2】車両の駆動力と電動機による駆動領域および回生領域との関係を示す特性図。

【図3】本発明の一実施例を示すスケルトン図。

30 【図4】電動式油圧供給装置の構成を示す油圧回路図。

【図5】この実施例の制御装置のシステム構成を示すブロック図。

【図6】目標車軸トルクマップの特性を示す特性図。

【図7】内燃機関フリクション推定マップの特性を示す特性図。

【図8】変速機フリクション推定マップの特性を示す特性図。

【図9】トルクコンバータの性能マップを示す特性図。

40 【図10】発進時の目標車軸トルクのマップの特性を示す特性図。

【図11】車両減速時のタイムチャート。

【図12】減速から停車へ移行するときのタイムチャート。

【図13】発進時のタイムチャート。

【図14】この実施例の制御の全体的な流れを示すメインフローチャート。

【図15】ロックアップ減速モードの流れを示すフローチャート。

【図16】モタリング減速モードの流れを示すフローチャート。

【図17】移行モードの流れを示すフローチャート。

【図18】アイドルストップモードの流れを示すフローチャート。

【図19】発進モードの流れを示すフローチャート。

【図20】電動機用変速装置の第1実施例を示すスケルトン図。

【図21】この第1実施例の変速装置の作用を示す共線図。

【図22】電動機用変速装置の第2実施例を示すスケルトン図。

【図23】この第2実施例の変速装置の作用を示す共線図。

【図24】電動機用変速装置の第3実施例を示すスケルトン図。

【図25】この第3実施例の変速装置の作用を示す共線図。

【図26】電動機用変速装置の第4実施例を示すスケルトン図。

【図27】上記第1実施例の変速装置の制御の流れを示すフローチャート。

【図28】電動機用変速装置の第5実施例を示すスケルトン図。

【図29】この第5実施例の変速装置の作用を示す共線図。

【図30】電動機用変速装置の第6実施例を示すスケルトン図。

【図31】この第6実施例の変速装置の作用を示す共線図。

【図32】電動機用変速装置の第7実施例を示すスケルトン図。

【図33】この第7実施例の変速装置の作用を示す共線図。

【図34】電動機用変速装置の第8実施例を示すスケルトン図。

【図35】上記第5実施例の変速装置の制御の流れを示すフローチャート。

【図36】電動機用変速装置の第9実施例を示すスケルトン図。

* 【図37】この第9実施例の変速装置の作用を示す共線図。

【図38】電動機用変速装置の第10実施例を示すスケルトン図。

【図39】この第10実施例の変速装置の作用を示す共線図。

【図40】電動機用変速装置の第11実施例を示すスケルトン図。

【図41】この第11実施例の変速装置の作用を示す共線図。

【図42】電動機用変速装置の第12実施例を示すスケルトン図。

【図43】上記第9実施例の変速装置の制御の流れを示すフローチャート。

【図44】電動機用変速装置の第13実施例を示すスケルトン図。

【図45】この第13実施例の変速装置の作用を示す共線図。

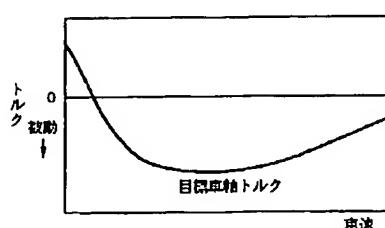
【図46】上記第13実施例の変速装置の制御の流れを示すフローチャート。

20 【符号の説明】

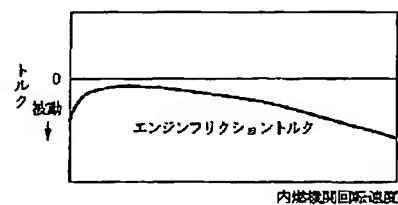
1…内燃機関
2…補機
3…トルクコンバータ
4…ロックアップクラッチ
5…変速機
6…終減速装置
7…駆動輪
8…第2電動機
9…クラッチ装置
10…第1電動機
11…トランスアクスル
12…電動式油圧供給装置
13…エンジンコントロールユニット
14…自動変速機コントロールユニット
15…ハイブリッドシステムコントロールユニット
17…電動機用変速装置

*

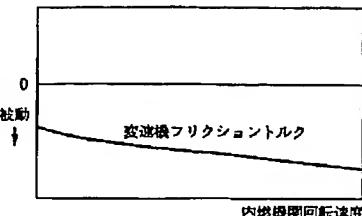
【図6】



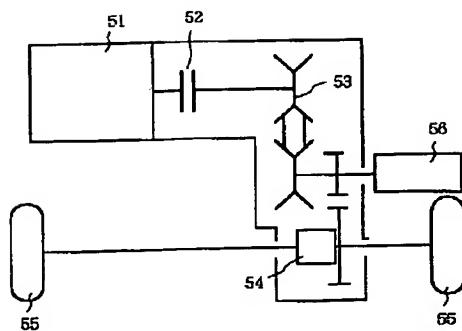
【図7】



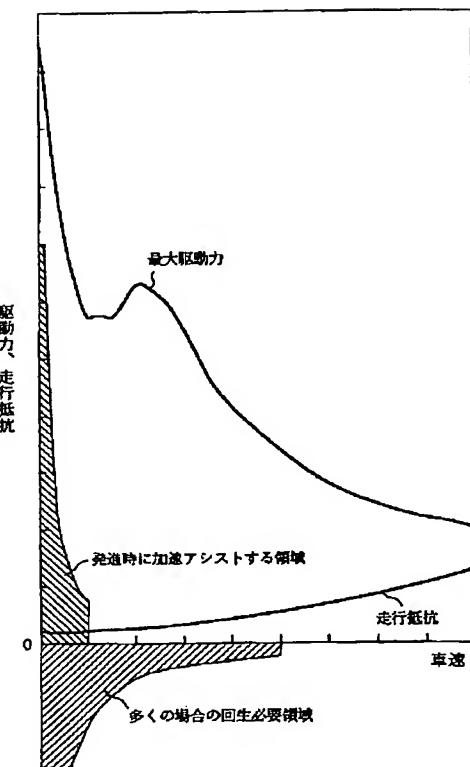
【図8】



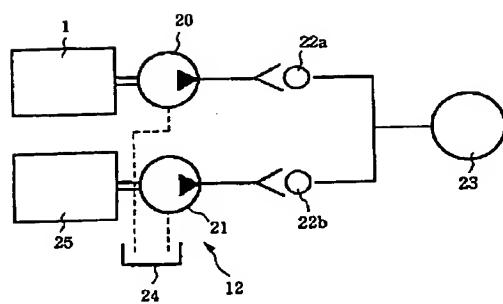
【図1】



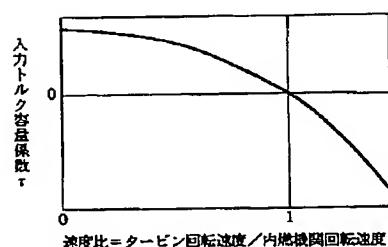
【図2】



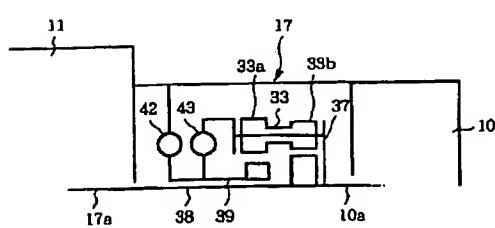
【図4】



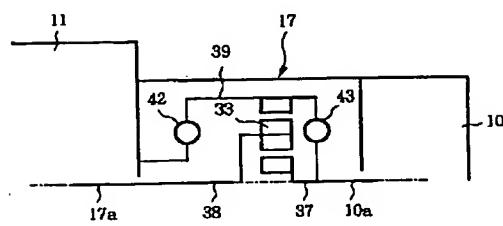
【図9】



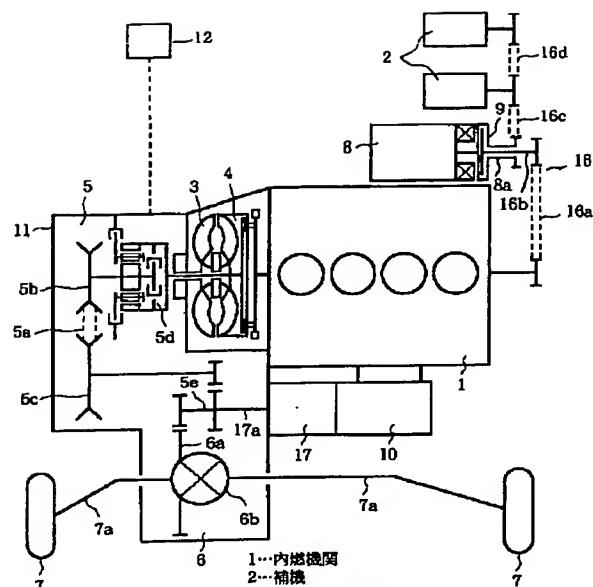
【図20】



【図22】

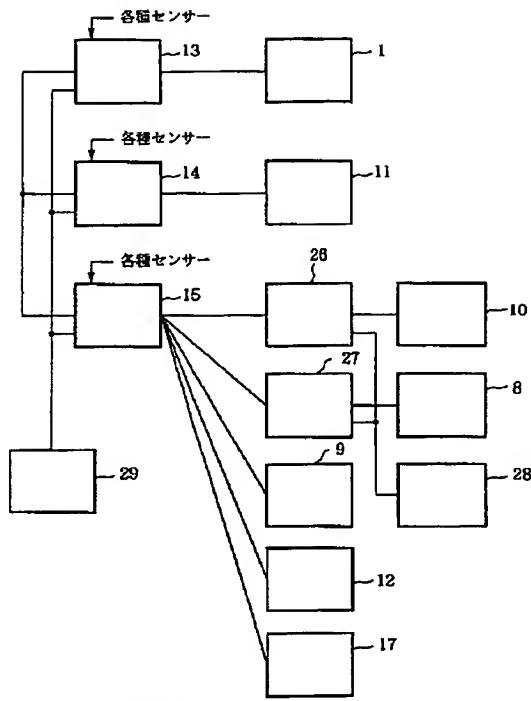


【図3】



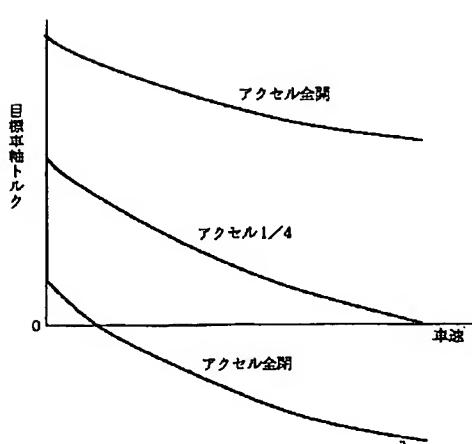
1…内燃機関
2…補機
3…トルクコンバータ
4…ロックアップクラッチ
5…変速機
6…減速装置
7…駆動輪
8…第2電動機
9…クラッチ装置
10…第1電動機
11…トランスアクスル
12…電動式油圧供給装置
17…電動機用変速装置

【図5】

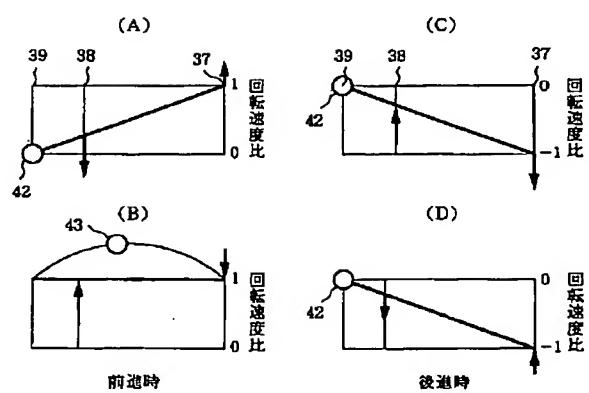


1…各種センサー
13…エンジンコントロールユニット
14…自動変速機コントロールユニット
15…ハイブリッドシステムコントロールユニット

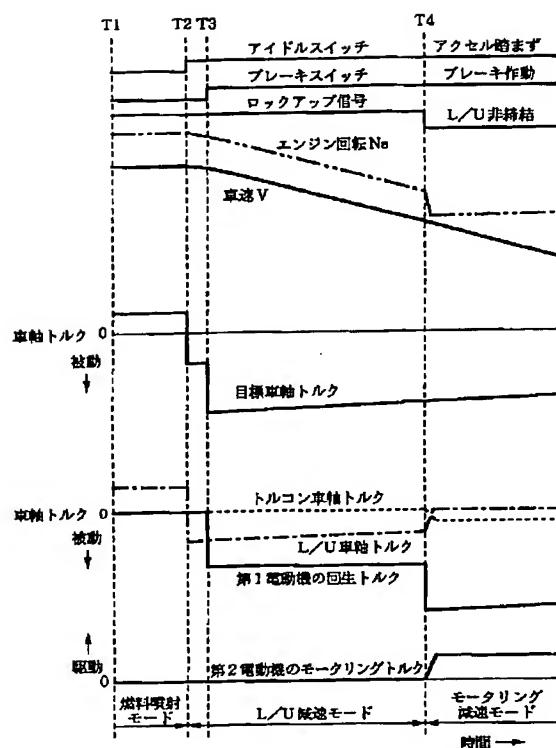
【図10】



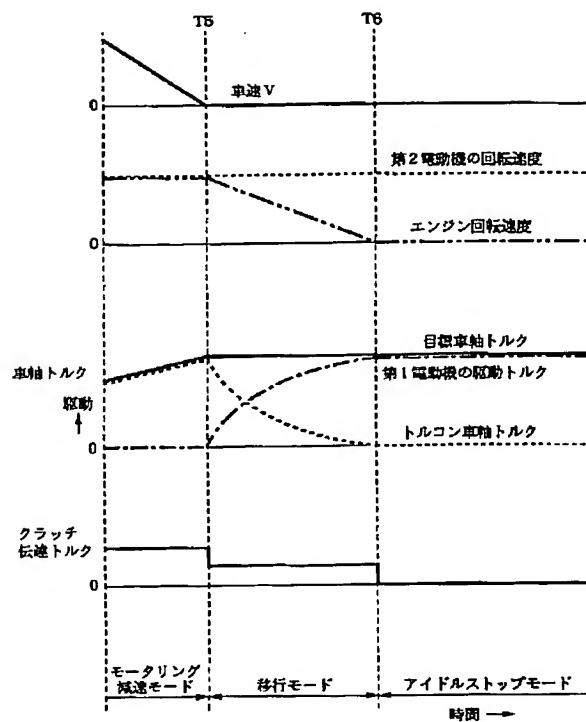
【図21】



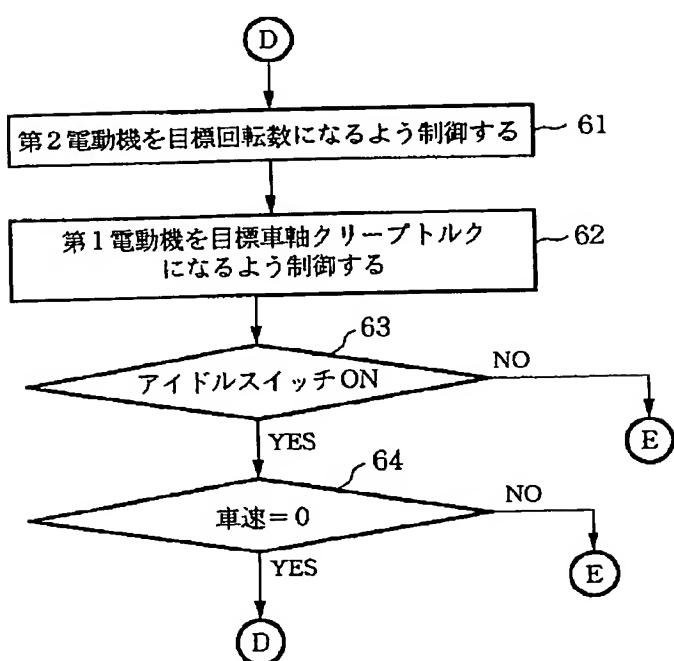
【図11】



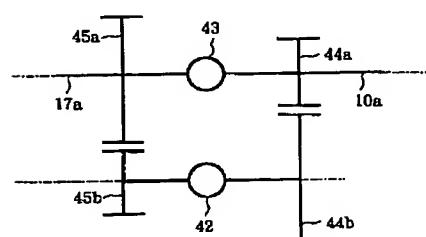
【図12】



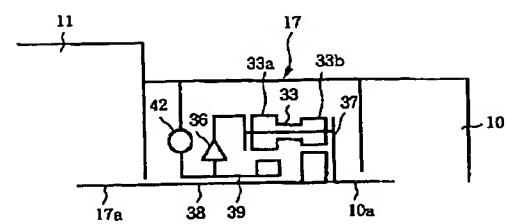
【図18】



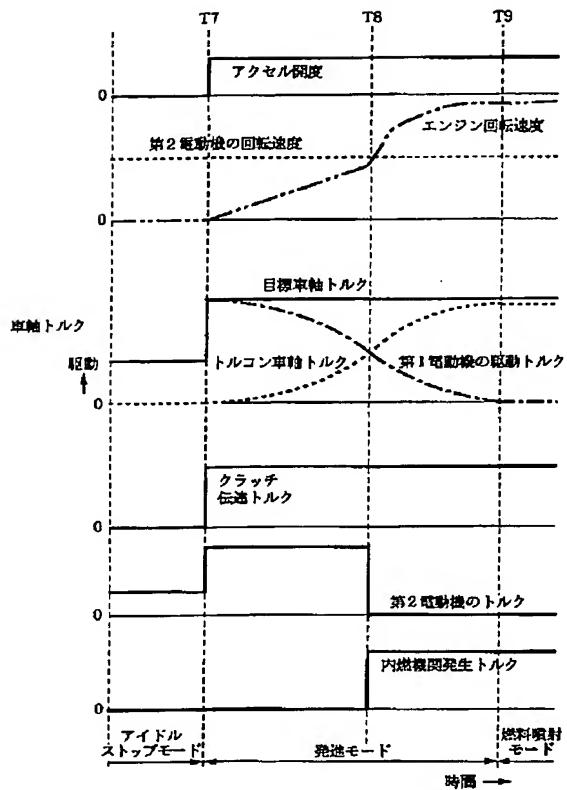
【図26】



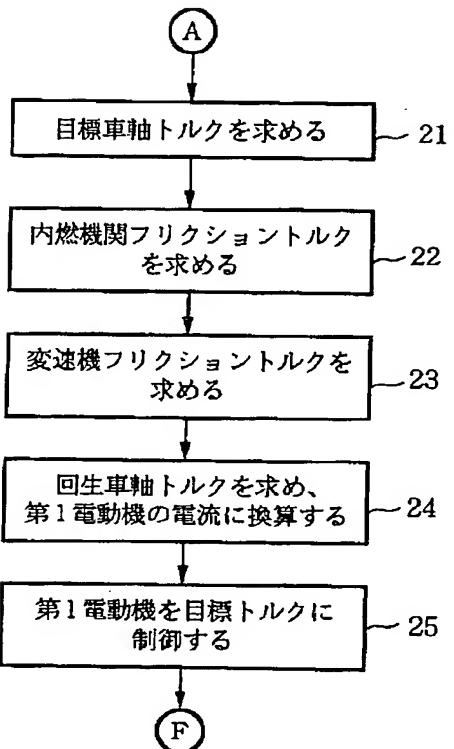
【図28】



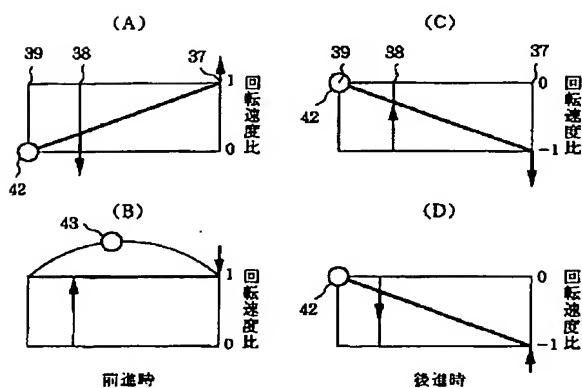
【図13】



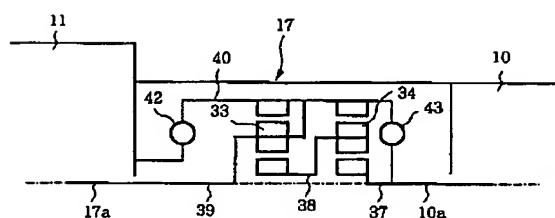
【図15】



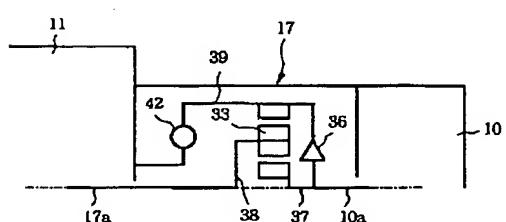
【図23】



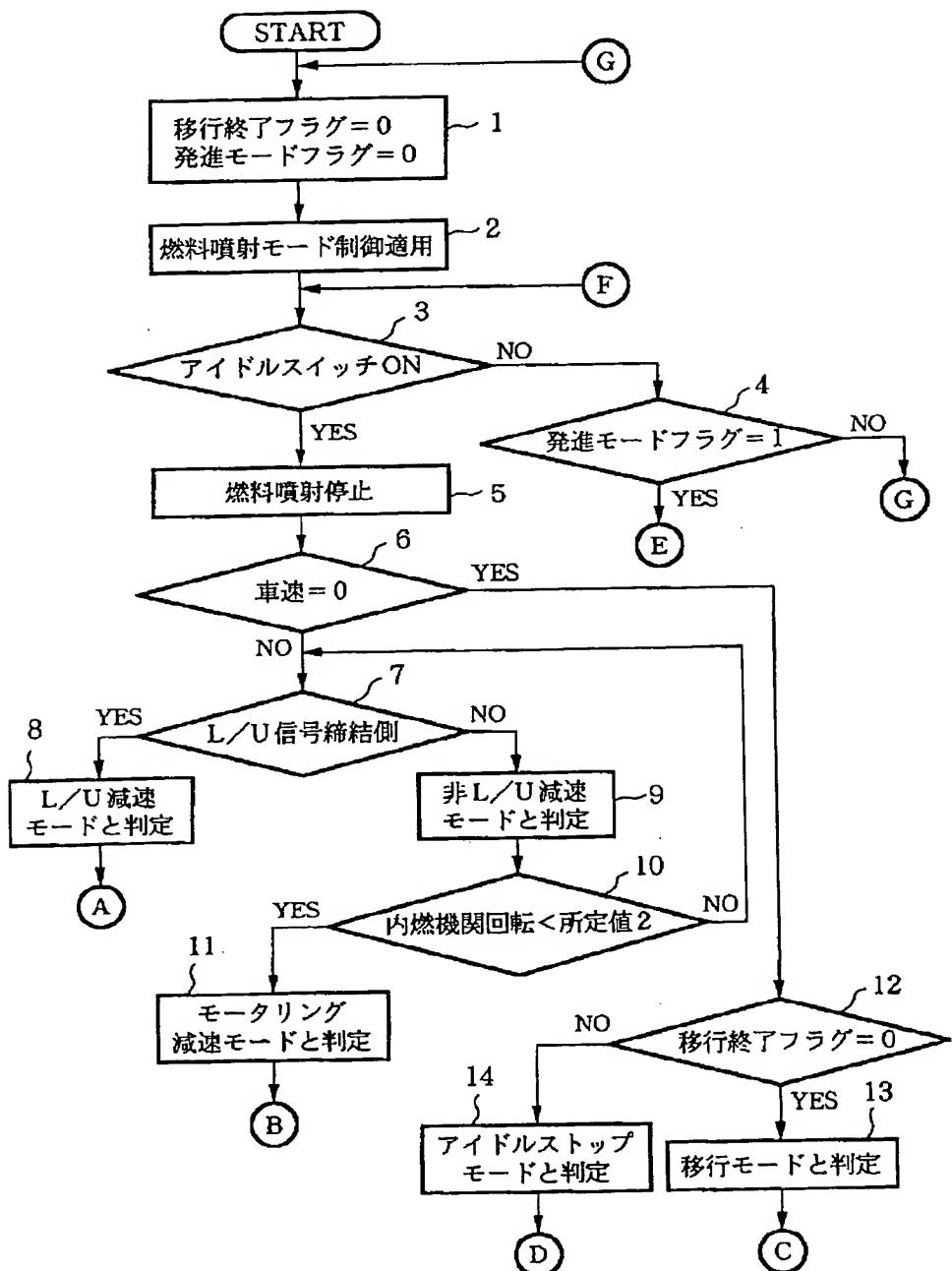
【図24】



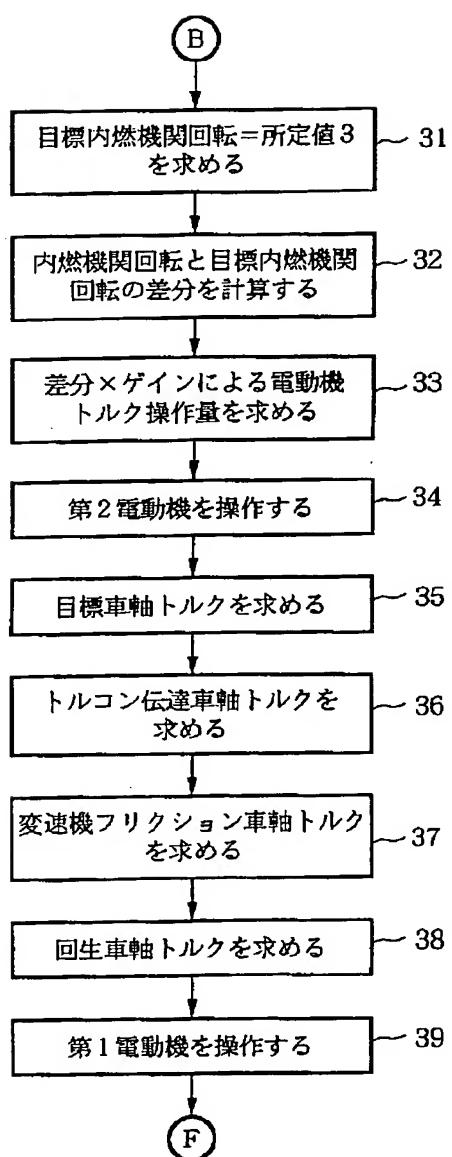
【図30】



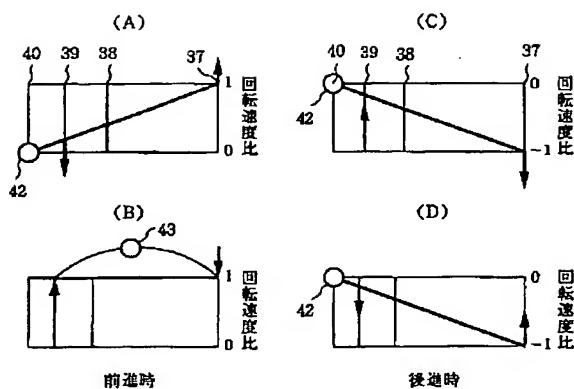
【図14】



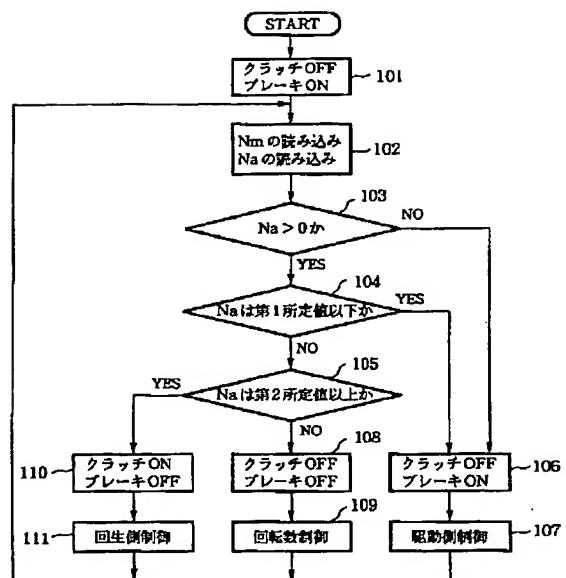
【図16】



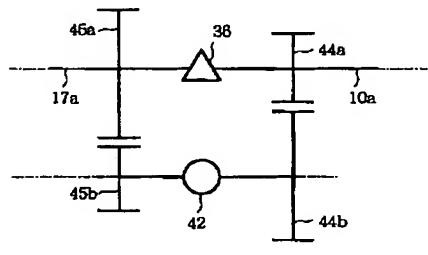
【図25】



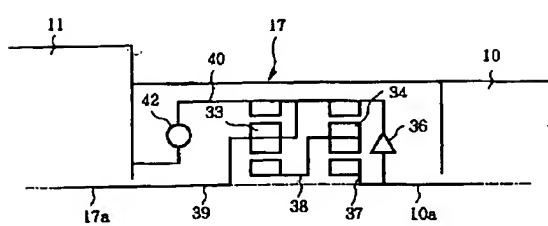
【図27】



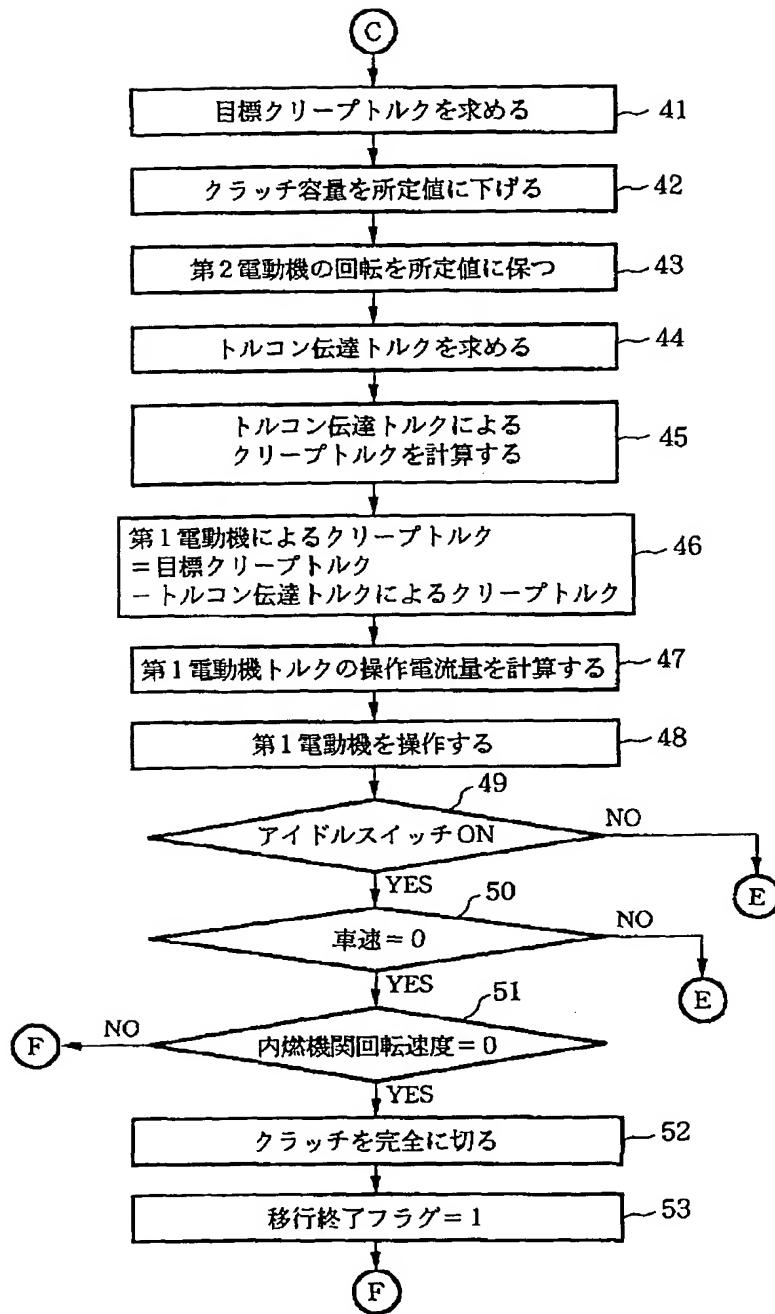
【図34】



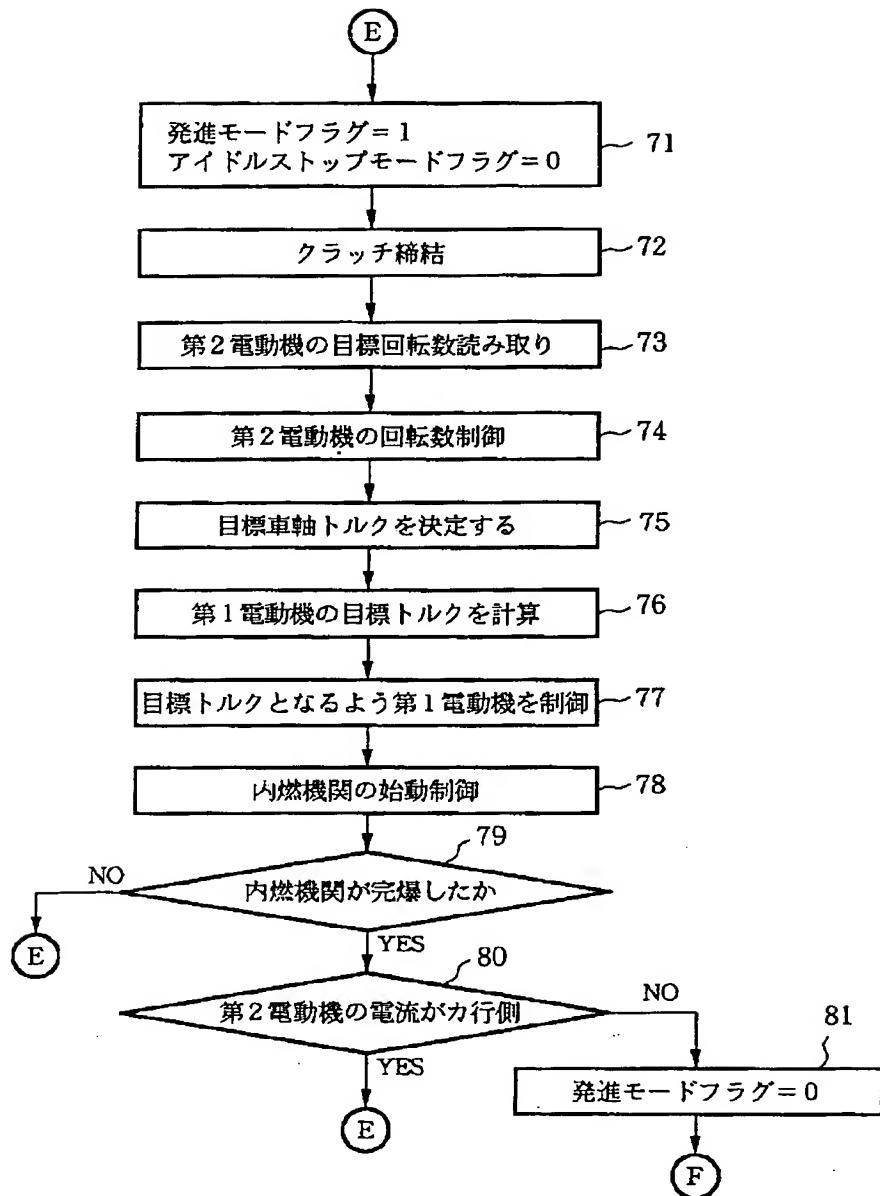
【図32】



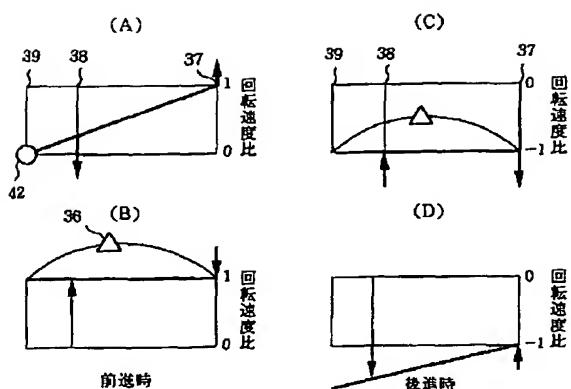
【図17】



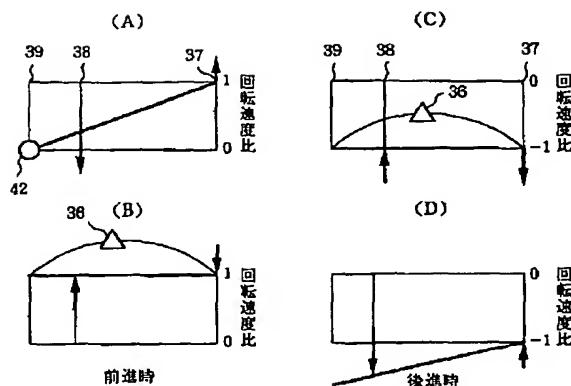
【図19】



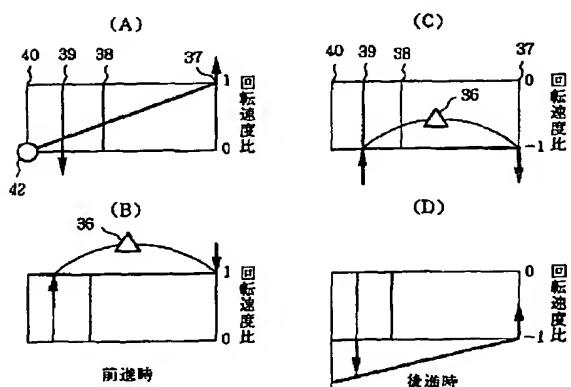
〔図29〕



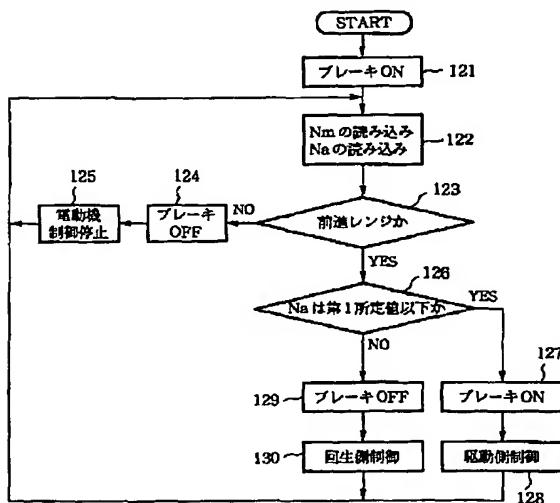
[図31]



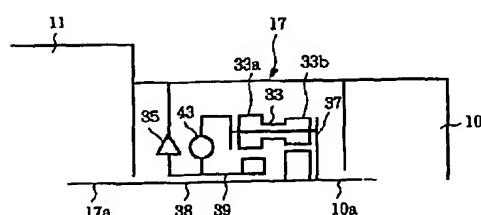
[图33]



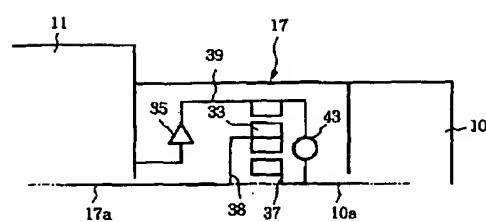
〔図35〕



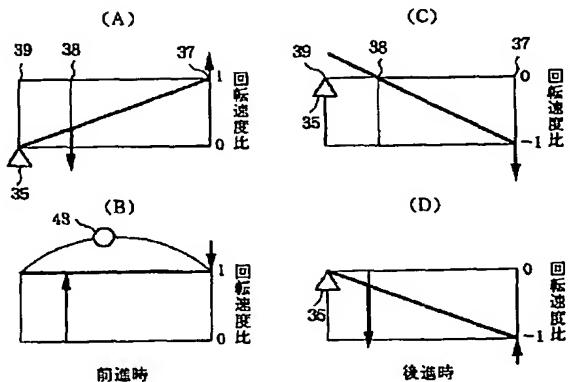
〔図36〕



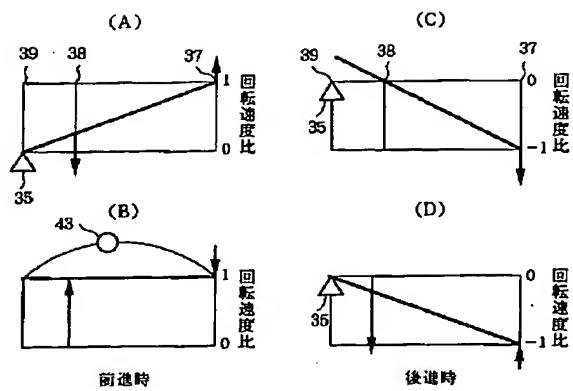
[图38]



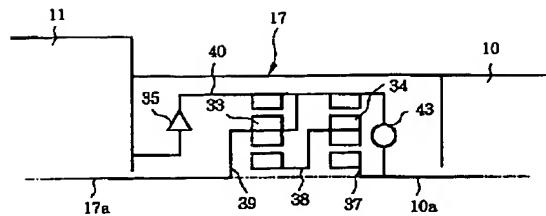
[図37]



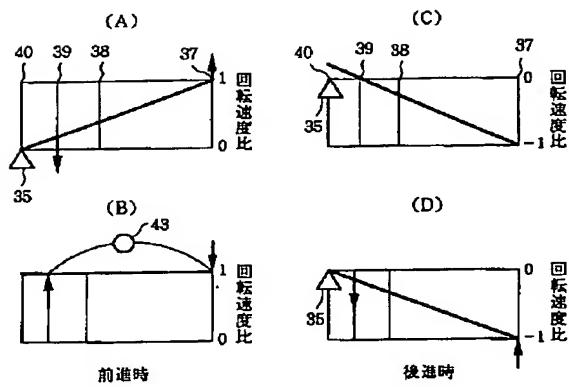
【図39】



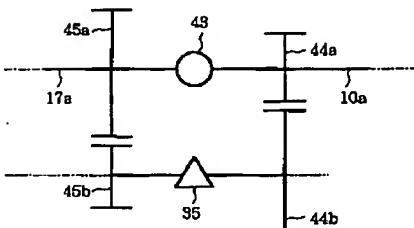
【図40】



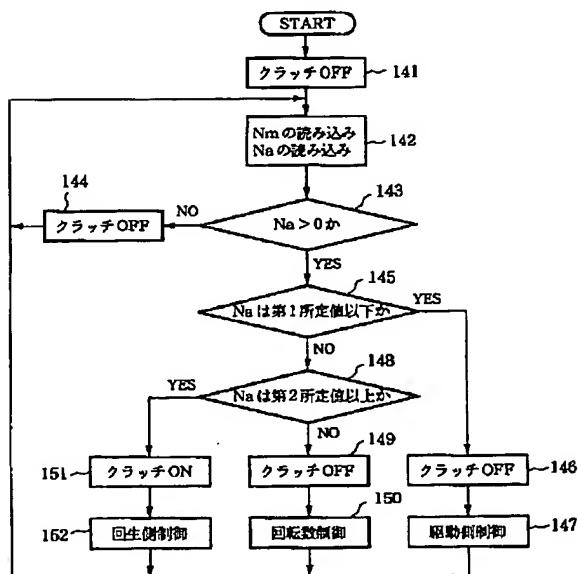
【図41】



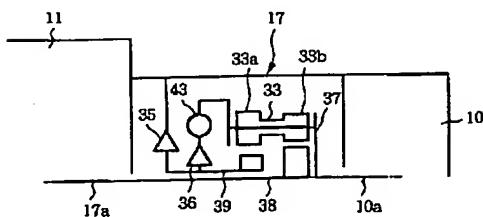
【図42】



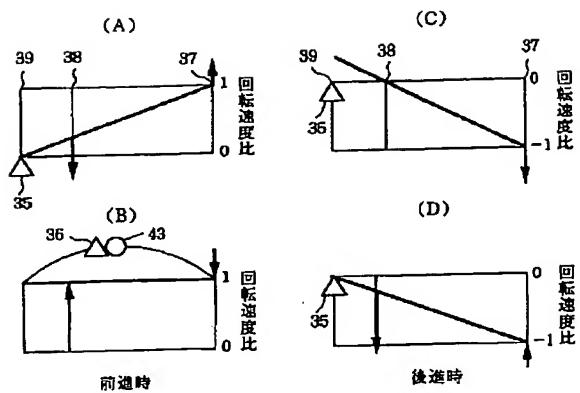
【図43】



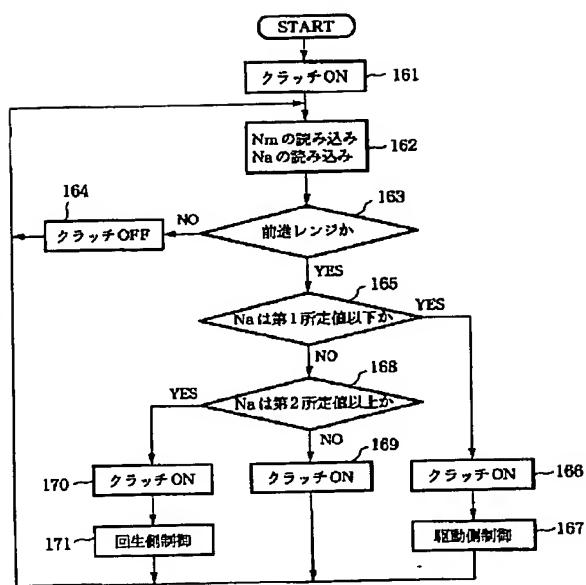
【図44】



【図45】



【図46】



PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-341503
 (43)Date of publication of application : 22.12.1998

(51)Int.CI. B60L 11/14
 B60K 17/04
 // F02B 61/00

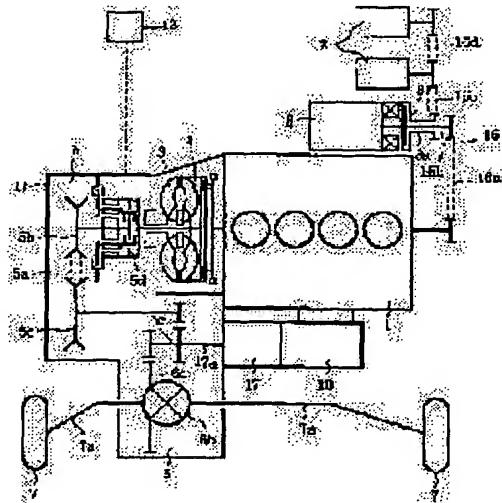
(21)Application number : 09-148754 (71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD
 (22)Date of filing : 06.06.1997 (72)Inventor : HATTORI NOBORU

(54) DEVICE FOR DRIVING HYBRID VEHICLE COMPRISING INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND ELECTRIC MOTOR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain large driving force with a small, first electric motor at the time of a start, etc., and to prevent the excessive revolutions of the motor when energy is regenerated in the range of high vehicle speed.

SOLUTION: Connected to an internal combustion engine 3 for driving a vehicle, a belt-driven variable automatic transmission (CVT) 5 drives driving wheels 7 via a final reduction gear 6. The transmission 5 is provided with a block-up clutch 4. Connected to the middle shaft 5e of the transmission 5 is a first electric motor 10 capable of driving the driving wheels 7 and recovering energy generated by the driving wheels 7. Provided between auxiliary devices 2 driven by the internal combustion engine 1 and a crankshaft are a clutch 9 and a second electric motor 8 so as to be capable of driving the auxiliary devices 2. A dual-speed reduction gear 17 is provided between the first electric motor 10 and driving wheels 7 to obtain big gear ratio at the image of a start, etc., and the power is directly transmitted at the time of high speed regeneration.



[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor characterized by infixing the gearbox for motors between the above-mentioned motor and the above-mentioned driving wheel side in the compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor characterized by providing the following. The internal combustion engine for driving vehicles. Stepless or the change gear of the owner stage and the motor in which the energy regeneration connect between the output side of the above-mentioned change gear and a driving wheel, and according to this driving wheel is possible in the drive row of the above-mentioned driving wheel.

[Claim 2] It is the compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor according to claim 1 which shell composition of the above-mentioned gearbox for motors is carried out with a gearing group and the conclusion element which realizes the low-speed stage and the high-speed stage by concluding either alternatively, and in which two control is possible, and is characterized by being controlled by the high-speed region at the time of vehicles advance by the high-speed stage, and being controlled by the low-speed region by the low-speed stage at least, respectively.

[Claim 3] The compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor according to claim 2 characterized by having the gear change control means which control the rotational frequency of the above-mentioned motor to synchronize with the rotational frequency of the output shaft by the side of the driving wheel of the above-mentioned gearbox at the time of the gear change in the high-speed stage from the above-mentioned low-speed stage while changing both the conclusion element into the state where it does not conclude.

[Claim 4] The above-mentioned gearbox for motors A gearing group and one one-way clutch, One controllable conclusion element which realizes the high-speed stage by making the low-speed stage into the state where it does not conclude, by considering as a conclusion state, The compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor according to claim 1 which shell composition is carried out and is characterized by being controlled by the high-speed region at the time of vehicles advance by the high-speed stage, and being controlled by the low-speed region by the low-speed stage at least, respectively.

[Claim 5] Shell composition of the above-mentioned gearbox is carried out with a gearing group, one one-way clutch, and the clutch in which one control is possible. at the time of vehicles advance in a high-speed region By making the above-mentioned clutch into a conclusion state, in the high-speed stage in a low-speed region The compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor according to claim 1 characterized by the above-mentioned clutch being controlled by the state where it does not conclude at the time of vehicles go astern while being controlled by the low-speed stage by making the above-mentioned clutch into the state where it does not conclude, respectively.

[Claim 6] The compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor according to claim 5 characterized by having the gear change control means which control the rotational frequency of the above-mentioned motor so that the rotational frequency before and behind this clutch

synchronizes mutually at the time of the shift to the conclusion state of the above-mentioned clutch at the time of vehicles advance from the state where it does not conclude.

[Claim 7] While shell composition of the above-mentioned gearbox is carried out with a gearing group, two one-way clutches, and the clutch in which one control is possible, and the above-mentioned clutch is controlled by the conclusion state at the time of vehicles advance and is controlled by the state where it does not conclude, respectively at the time of go-astern The compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor according to claim 1 characterized by being constituted so that one of one-way clutches concludes with the relative hand of cut by a drive or passive movement of a motor at the time of vehicles advance, and may switch to the low-speed stage at the time of a drive and they may switch to the high-speed stage at the time of passive movement.

[Claim 8] At the time of the low speed below the 1st vehicle speed by which the above-mentioned gearbox for motors is controlled by the low-speed stage During the slowdown at the time of the high speed more than the 2nd vehicle speed which drives a motor and is controlled by the high-speed stage The compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor according to claim 3 or 6 characterized by performing regenerative control of a motor and performing revolving speed control of the above-mentioned motor between the 1st vehicle speed and the 2nd vehicle speed for the rotational frequency synchronization of the above-mentioned gearbox.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[The technical field to which invention belongs] This invention relates to the vehicles driving gear of the compound die which used the internal combustion engine and the motor, and the compound-die vehicles driving gear which was made to perform grant of the creep force for example, under engine halt, and assistance at the time of start by the auxiliary operation of a motor by an internal combustion engine performing a rolling stock run especially fundamentally.

[0002]

[Description of the Prior Art] While having with an internal combustion engine and performing a rolling stock run, for example as an example of the compound-die vehicles driving gear which combined the internal combustion engine and the motor as shown in JP,8-266012,A, a motor is prepared in the output and parallel of this internal combustion engine, and the hybrid system which enabled it to add the power of a motor at the time of start etc. is known.

[0003] Drawing 1 shows the composition of this conventional hybrid type vehicles driving gear, the belt formula nonstep variable speed gear 53 is connected to the latter part of an internal combustion engine 51 through clutch equipment 52, and power transfer is made through the final reduction gear 54 to the driving wheel 55 from this change gear 53. And the axis of rotation of a motor 56 is directly linked with the output shaft of a nonstep variable speed gear 53, i.e., the axis of rotation of a secondary pulley. This motor 56 can perform energy regeneration by driving conversely from a driving wheel 55 side at the time of a vehicles slowdown while driving the time of start etc. in order to add power, when the output of an internal combustion engine is inadequate.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, a motor 56 is directly connected to the output side of a change gear 53 like above-mentioned before, and in order to obtain big driving force required at the time of start of vehicles, for example with the composition with which it was made for a driving wheel 55 and a motor 56 to always be interlocked with one, the dc-battery (power supply) corresponding to the high current is needed as well as the motor 56 which has big torque with a natural thing, and strong **** which can pass a high current. Consequently, the whole equipment carried in vehicles will be enlarged very much, and will become an expensive heavy thing. Therefore, it is remarkably difficult to apply to practical use vehicles on reservation of the effective space of vehicles, and mpg and a power performance.

[0005] If it is going to apply the so-called technology of the idle stop which started start of vehicles with the driving force of a motor 56 while putting an internal combustion engine 51 into operation again when fuel supply is suspended during a halt of vehicles, such as waiting for a signal, and it gets into an accelerator pedal after that especially, since few periods immediately after start must move vehicles only with the driving force of a motor 56, the size of a motor 56 will influence a start performance greatly.

[0006] In such a case, although attaining the miniaturization of the whole equipment is also considered securing driving force greatly by on the other hand using combining a small motor and a reduction gear

mechanism, when vehicles carry out a high-speed run, a motor serves as high-speed rotation too much, and there is a possibility of exceeding a permission rotational frequency. Moreover, if a clutch mechanism is infixed and a motor is separated at the time of high speed, while a motor can be protected, energy regeneration at the time of a slowdown can be started only in the stage to which the vehicle speed fell to some extent, and it is not desirable in respect of energy efficiency. [0007] this invention aims at offering the compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor which can prevent fault rotation of a motor in a high-speed region while it has it with a comparatively small motor and it can demonstrate big driving force at the time of start etc.

[0008]

[Means for Solving the Problem] The internal combustion engine for the compound-die vehicles driving gear concerning a claim 1 driving vehicles, In the compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor which comes to have the motor in which the energy regeneration connect between the change gear of the owner stage, and the output side of the above-mentioned change gear and a driving wheel, and according to this driving wheel to the drive row of the above-mentioned driving wheel is possible stepless It is characterized by infixing the gearbox for motors of the 2nd speed between the above-mentioned motor and the above-mentioned driving wheel side.

[0009] Fundamentally with this composition, a rolling stock run is performed by the internal combustion engine. And at the time of start, the above-mentioned motor drives and, in addition to the generating power of an internal combustion engine, vehicles are driven. Moreover, at the time of a slowdown of vehicles, the above-mentioned motor will be in a passive-movement state conversely, and slowdown energy will be revived. Here, with the above-mentioned composition, since the motor is connected through the gearbox for motors, when giving driving force from a motor like at the time of start, big driving force is demonstrated by making it the low-speed stage where a reduction gear ratio is big. On the other hand, at the time of the high-speed region of vehicles, and the slowdown which performs energy regeneration especially, fault rotation of a motor is avoidable by making it the high-speed stage where a reduction gear ratio is small. That is, although the vehicle speed is limited only to the low vehicle speed, it is necessary to contain to the field by the side of high speed more and, and torque is small [torque required at the time of start is large, and] about regeneration, so that it may be illustrated, although drawing 2 shows an example of the field and ** which should perform the field and regeneration of the maximum driving force of the vehicles at the time of using a nonstep variable speed gear as a change gear connected to an internal combustion engine, and the driving force which should be added with a motor at the Therefore, both demand can be reconciled by switching a reduction gear ratio with the gearbox for motors.

[0010] Shell composition is carried out with the conclusion element which realizes the low-speed stage and the high-speed stage in the claim 2 which materialized invention of this claim 1 further when the above-mentioned gearbox for motors concludes either with a gearing group alternatively and in which two control is possible, and it is characterized by being controlled by the high-speed region at the time of vehicles advance by the high-speed stage, and being controlled by the low-speed region by the low-speed stage at least, respectively.

[0011] That is, it is switched to the low-speed stage and the high-speed stage by changing into a conclusion state one side of two conclusion elements which consist of clutches or brakes, and changing another side into the state where it does not conclude. And in the high-speed region at the time of vehicles advance, it becomes a high-speed stage, and fault rotation of a motor is prevented, and it is controlled by the low-speed region by the low-speed stage, and driving force is secured. In addition, since it is rare to carry out a high-speed run generally at the time of vehicles go-astern, especially positive control is unnecessary.

[0012] Furthermore, by invention of a claim 3, at the time of the gear change in the high-speed stage from the above-mentioned low-speed stage, while changing both the conclusion element into the state where it does not conclude, it has the gear change control means which control the rotational frequency of the above-mentioned motor to synchronize with the rotational frequency of the output shaft by the side of the driving wheel of the above-mentioned gearbox.

[0013] A conclusion element is concluded in the state where synchronous rotation is carried out by this, and shocking generating at the time of gear change is avoided.

[0014] In invention of a claim 4, moreover, the above-mentioned gearbox for motors One controllable conclusion element which realizes the high-speed stage by making the low-speed stage into the state where it does not conclude, a gearing group, one one-way clutch, and by considering as a conclusion state, Shell composition is carried out and it is characterized by being controlled by the high-speed region at the time of vehicles advance by the high-speed stage, and being controlled by the low-speed region by the low-speed stage at least, respectively.

[0015] In invention of a claim 5, shell composition of the above-mentioned gearbox is carried out with a gearing group, one one-way clutch, and the clutch in which one control is possible. at the time of vehicles advance moreover, in a high-speed region While being controlled by the low-speed stage, respectively by making the above-mentioned clutch into the state where it does not conclude, in the high-speed stage by making the above-mentioned clutch into a conclusion state in a low-speed region, at the time of vehicles go-astern, it is characterized by the above-mentioned clutch being controlled by the state where it does not conclude.

[0016] Thus, in the composition of the claim 4 or claim 5 using the one-way clutch, an one-way clutch is concluded by the relative rotation by the torque of the driving direction of a motor, and a predetermined gear ratio is realized.

[0017] It has the gear change control means which control the rotational frequency of the above-mentioned motor by invention of the claim 6 which limited invention of the above-mentioned claim 5 further so that the rotational frequency before and behind this clutch synchronizes mutually at the time of the shift to the conclusion state of the above-mentioned clutch at the time of vehicles advance from the state where it does not conclude. The above-mentioned clutch is concluded in the state where synchronous rotation is carried out by this, and shocking generating at the time of gear change is avoided.

[0018] In invention of a claim 7, furthermore, the above-mentioned gearbox While shell composition is carried out with a gearing group, two one-way clutches, and the clutch in which one control is possible, and the above-mentioned clutch is controlled by the conclusion state at the time of vehicles advance and is controlled by the state where it does not conclude, respectively at the time of go-astern At the time of vehicles advance, one of one-way clutches concludes with the relative hand of cut by a drive or passive movement of a motor, and it is characterized by being constituted so that may switch to the low-speed stage at the time of a drive and they may switch to the high-speed stage at the time of passive movement.

[0019] Therefore, with this composition, the positive control from the outside according to the vehicle speed is unnecessary, and it becomes a low-speed stage automatically at the time of the drive of start etc., and it becomes a high-speed stage like [at the time of a slowdown] at the time of passive movement, and fault rotation is avoided.

[0020] moreover, at the time of the low speed below the 1st vehicle speed from which the above-mentioned gearbox for motors is controlled by invention of a claim 8 by the low-speed stage in invention of a claim 3 or a claim 6 During the slowdown at the time of the high speed more than the 2nd vehicle speed controlled by the high-speed stage, a motor is driven, and regenerative control of a motor is performed, and between the 1st vehicle speed and the 2nd vehicle speed, it is constituted so that revolving speed control of the above-mentioned motor may be performed for the rotational frequency synchronization of the above-mentioned gearbox. That is, the vehicle speed adds power by the motor in the low state if needed, and is regenerated with a motor during a slowdown in the state where the vehicle speed is high.

[0021]

[Effect of the Invention] Since the gearbox for motors was infix between the driving wheel and the motor, while according to the compound-die vehicles driving gear of an internal combustion engine and a motor concerning this invention having with a comparatively small motor and being able to demonstrate driving force big enough at the time of start etc., fault rotation of the motor at the time of a

high-speed run can be prevented, and energy regeneration at the time of a slowdown can be performed from a high-speed region. Therefore, small lightweight-ization of the whole equipment including strong *****, a dc-battery, etc. can be attained.

[0022] Especially, according to invention of a claim 3, a claim 6, or a claim 8, generating of a gear change shock can be prevented by synchronizing the rotational frequency of a motor in the case of gear change.

[0023] Moreover, according to invention of a claim 7, since a gear ratio switches automatically according to the state of the drive of a motor, or passive movement, the positive gear change control from the outside becomes unnecessary, and the control will become easy.

[0024]

[Embodiments of the Invention] Hereafter, the gestalt of desirable implementation of this invention is explained in detail based on a drawing.

[0025] Drawing 3 is the skeleton view showing one example of the vehicles driving gear concerning this invention. As shown in this drawing 3, while the crankshaft of an internal combustion engine 1 is connected to the main drive shaft of a change gear 5 through the torque converter 3 as a main gear, power transfer is made through the final reduction gear 6 to the driving wheel 7 from this change gear 5. The lock-up clutch 4 is formed in parallel with the above-mentioned torque converter 3, and an internal combustion engine 1 and the main drive shaft of a change gear 5 can be substantially made now into a direct connection state by concluding this lock-up clutch 4. And the 1st motor 10 is connected to the proper position between the output side of the above-mentioned torque converter 3, and a driving wheel 7 in parallel, and it is constituted so that the power of an internal combustion engine 1 and the power of the 1st motor 10 may join by the junction and may be transmitted to a driving wheel 7. This 1st motor 10 operates as a motor by supply of power, and also the regeneration of slowdown energy is possible for it by driving from a driving wheel 7 side conversely. Between the 1st motor 10 of the above, and the above-mentioned junction, the gearbox 17 for motors of the 2nd speed explained in detail later is infixd.

[0026] Moreover, a part of power of an internal combustion engine 1 is taken out through a belt transmission mechanism etc., and it is constituted so that the auxiliary machinery 2 which is needed by the relation by the side of a water-pump required for various auxiliary machinery 2, for example, internal combustion engine, 1 the very thing etc. and vehicles, such as a compressor for air conditioners and a pump for power steering, may be driven. Here, between the above-mentioned internal combustion engine 1 and auxiliary machinery 2, connection between both and the clutch equipment 9 of a proper form of performing interception are infixd. And the 2nd motor 8 for driving auxiliary machinery 2 is connected to the auxiliary machinery 2 side rather than this clutch equipment 9. In addition, it is necessary to not necessarily include no auxiliary machinery of vehicles, and you may be the part as the above-mentioned auxiliary machinery 2.

[0027] the example of this drawing 3 -- as a change gear 5 -- belt formula stepless automatic ***** -- this CVT change gear 5, the torque converter 3, the lock-up clutch 4, and the final reduction gear 6 are unified as a transformer axle 11 using the so-called CVT. The internal combustion engine 1 is carried in the so-called horizontal ***** at vehicles, and the end section of the cylinder block is combined with the case of the transformer axle 11. The 1st motor 10, the 2nd motor 8, and auxiliary machinery 2 are supported by the cylinder block of an internal combustion engine 1.

[0028] Primary pulley 5b and secondary pulley 5c around which, as for the above-mentioned CVT change gear 5, steel-band-belt 5a was wound almost, 5d of pre-go-astern change mechanisms which switch the hand of cut of primary pulley 5b, Shell outline composition is carried out, and rotation of secondary pulley 5c is transmitted to final gear 6a of a final reduction gear 6 through intermediate-shaft (3rd shaft) 5e, and through differential-gear section 6b, it is constituted so that drive shaft 7a prolonged right and left from the transformer axle 11 may drive. moreover, the axis of rotation of the 1st motor 10 -- in detail, it connects with intermediate-shaft (3rd shaft) 5e of the above-mentioned transformer axle 11, and the power of an internal combustion engine 1 and the power of the 1st motor 10 will join by this intermediate-shaft 5e, and output-shaft 17a of the gearbox 17 for motors will drive a driving wheel 7

[0029] Moreover, rotation of the crankshaft of an internal combustion engine 1 is transmitted also to auxiliary machinery 2 through the belt transmission mechanism 16. In detail, rotation is transmitted to intermediate-shaft 16b through belt 16a, and the clutch equipment 9 which consists of an electromagnetic clutch intervenes between this intermediate-shaft 16b and axis-of-rotation 8a of the 2nd motor 8. And axis-of-rotation 8a of the 2nd above-mentioned motor 8 is being interlocked with each auxiliary machinery 2 through Belts 16c and 16d. That is, in this example, the crankshaft, the 2nd motor 8, and auxiliary machinery 2 of an internal combustion engine 1 will rotate simultaneously with a predetermined velocity ratio irrespective of the state of clutch equipment 9 only within the case where rotation of the 2nd motor 8 is always transmitted to auxiliary machinery 2, and clutch equipment 9 is in a connection state, respectively.

[0030] Moreover, in order to supply oil pressure required for 5d of pre-go-astern change mechanisms of an automatic transmission 5 etc. during a halt of an internal combustion engine 1, electromotive hydraulic-pressure-supply equipment 12 is formed. Drawing 4 shows the detail of this hydraulic-pressure-supply equipment 12, and is equipped with the oil pump 21 driven by the motor 25 other than the oil pump 20 for automatic transmissions driven with an internal combustion engine 1, and each discharge side is connected to the clutch section 23 of 5d of pre-go-astern change mechanisms of an automatic transmission 5 through check valves 22a and 22b, respectively. In addition, 24 is an oil pan mechanism. therefore, the inside of two oil pumps 20 and 21 -- either -- the one where oil pressure is higher is chosen with check valves 22a and 22b, and supply of the pressure oil to the clutch section 23 is made. In addition, you may make it drive the motor 25 for the above-mentioned oil-pump 21 only during an engine halt which you may make it always drive or is mentioned later.

[0031] Next, drawing 5 is the block diagram showing the composition of the control unit of the compound-die vehicles driving gear constituted as mentioned above. Shell profile composition of this control unit is carried out with the engine control unit 13 which performs various control of the fuel for an internal combustion engine 1, fuel injection timing, etc., the automatic-transmission control unit 14 which controls a change gear ratio, a lock-up state, etc. of the transformer axle 11 (change gear 5), and the hybrid system control unit 15. The above-mentioned hybrid system control unit 15 processes according to a predetermined program, is controlling the 1st inverter drive circuit 26 connected to the 1st motor 10, the 2nd inverter drive circuit 27 connected to the 2nd motor 8, clutch equipment 9, electromotive hydraulic-pressure-supply equipment 12, and the gearbox 17 for motors, and has realized various operation which is later mentioned by this. Moreover, although detailed illustration is omitted, various sensors are formed in order to detect the service condition of vehicles and an internal combustion engine 1. For example, the range position pilot switch which detects the range position by the accelerator opening sensor which detects the amount of treading in of an accelerator pedal, the brake sensor which detects brakes operation, the vehicle speed sensor which detects the vehicle speed, the crank angle sensor which detects the rotational frequency of an internal combustion engine 1, the idle switch which detects that a inhalation air-content sensor of an internal combustion engine 1, the cooling coolant temperature sensor, the oil-temperature sensor, and the selection lever of an automatic transmission 5 is prepared. The detecting signal of each of these sensors is suitably inputted into each control units 13, 14, and 15. Furthermore, between each control units 13, 14, and 15, it connects mutually through the communication wire and data are exchanged mutually that information required in order to perform the so-called cooperative control should be shared. In addition, the low-battery battery with which 29 is used for operation of an internal combustion engine 1, the common electronic autoparts of vehicles, etc., and 28 are high-voltage batteries used to the 1st and the 2nd motor 10 and 8.

[0032] Next, a fundamental operation of the whole vehicles driving gear constituted as mentioned above is explained in detail based on the timing chart of drawing 11 - drawing 13 , and the flow chart of drawing 14 - drawing 19 . In order to make an understanding easy especially, it divides roughly into three situations of control ** when departing from the control when resulting in a halt of vehicles, and a vehicles idle state from the control when slowing down from a usual run of vehicles, and a slowdown, and explains.

[0033] First, the control at the time of a usual run of vehicles and this control when usually slowing down from a run are explained. Drawing 11 shows operation of each part in this situation. In this drawing 11, vehicles are usually in a run state in the timing of T1.

[0034] Drawing 14 is a main flow chart which shows the control flow performed in the above-mentioned hybrid system control unit 15, and when it starts control, it sets a shift ending flag and a start mode flag to 0 in Step 1 first. And it goes into fuel-injection mode in Step 2. This fuel-injection mode is the mode in which the usual fuel injection and ignition are performed. At Step 3, although the state of an idle switch was judged and the state of a start mode flag is judged at Step 4, at the time of the usual run, since OFF and a start mode flag continue being 0, they will return from Step 4 to Step 1, and an idle switch will continue fuel-injection mode. Clutch equipment 9 is held by the inside of this fuel-injection mode at the connection state, and control of the 1st motor 10 and the 2nd motor 8 stops. Thereby, the both sides of vehicles and auxiliary machinery 2 drive with an internal combustion engine 1. If it puts in another way, there will not be vehicles which possessed only the usual internal combustion engine 1 in this state, and a place which changes in any way. Moreover, in this fuel-injection mode, the lock-up clutch 4 is usually concluded except for the time of the low vehicle speed etc.

[0035] T2 of drawing 11 is the timing which released the accelerator pedal and the slowdown started, and T3 is equivalent to the timing which broke in the brake further. Thereby, it progresses to Step 5 from Step 3 of drawing 14, and fuel injection stops. At Step 6, although it has judged, respectively whether the vehicle speed is 0 or the lock-up clutch 4 is controlled by Step 7 at the conclusion side, since the vehicle speed has not 0 but the lock-up clutch 4 in a conclusion state, it progresses to Step 8 from Step 7, and goes into lock-up slowdown mode in this stage. In drawing 11, the period of T3-T4 is equivalent to lock-up slowdown mode. This lock-up slowdown mode is the mode which mainly revives slowdown energy with the 1st motor 10.

[0036] Drawing 15 shows the flow of processing in this lock-up slowdown mode, and determines the target axle torque corresponding to the vehicle speed V at that time based on the target axle torque map of a property as first shown in drawing 6 set up beforehand (Step 21). Next, based on the internal combustion engine friction map of a property as shown in drawing 7 set up beforehand, the internal combustion engine friction torque corresponding to the engine rotational frequency Ne at that time is searched for (Step 22). In addition, this friction torque is converted into axle torque in fact in consideration of the gear ratio of the CVT change gear 5 at that time. Furthermore, based on the change gear friction map of a property as shown in drawing 8 set up beforehand, the change gear friction torque corresponding to the engine rotational frequency at that time is searched for (Step 23). This friction torque is similarly converted into axle torque in consideration of the gear ratio of the CVT change gear 5 at that time. And in Step 24, regeneration axle torque is computed and this is converted into the current of the 1st motor 10. That is, regeneration axle torque required to acquire target axle torque is searched for by considering that the above-mentioned target axle torque gives in the sum total of internal combustion engine friction axle torque, change gear friction axle torque, and regeneration axle torque. The 1st motor 10 is controlled by Step 25 to realize this regeneration axle torque. In addition, this regeneration axle torque is given as a negative value with a natural thing, and has shown this as "passive-movement" torque by drawing 11.

[0037] In addition, although it is made to start the regeneration by the 1st motor 10 by the close by-pass bulb completely of a throttle valve, in order to prevent generating of too much engine brake operation, only when it gets into a brake pedal (ON of a brake switch), you may be made to revive in the above-mentioned example. Moreover, regeneration axle torque can be given to a different size by switching a map in the time of a throttle-valve close by-pass bulb completely and brake treading in.

[0038] From Step 25, it returns to Step 3, and as long as an idle switch is ON, the above-mentioned mode continues. Thereby, as shown in drawing 11, the vehicle speed falls gradually, and since it is in a lock-up state, an engine rotational frequency as well as this falls. In addition, in this stage, auxiliary machinery 2 is driven with the internal combustion engine 1.

[0039] When it falls even to level (predetermined value 1) with an engine rotational frequency soon (timing of T4 of drawing 11), in order to prevent the surging of vehicles etc., a lock-up state is canceled.

By release of a lock-up, the rotational frequency of an internal combustion engine 1 tends to fall quickly by its friction. Moreover, based on a lock-up signal, the judgment of Step 7 of drawing 14 serves as NO, and progresses to Step 9 from Step 7, and it becomes non-lock-up slowdown mode. At the following step 10, it stands by until the rotational frequency of an internal combustion engine 1 falls to "the predetermined value 2." What is necessary is just to give this in consideration of delay until the lock-up clutch 4 is actually cut completely as a value which deducted the constant rate from the rotational frequency (predetermined value 1) at the time of lock-up release instructions being outputted, for example as "a predetermined value 2." And it progresses to Step 11 in the stage in which the rotational frequency was less than "the predetermined value 2", and goes into motoring slowdown mode. In addition, in drawing 11, after lock-up slowdown mode, although it has shifted to motoring slowdown mode immediately, an ultrashort time and non-lock-up slowdown mode exist in fact.

[0040] In motoring slowdown mode, motoring of an internal combustion engine 1 is performed so that a halt of the internal combustion engine 1 accompanying a fuel-supply halt and too much detailed fall of a rotational frequency may be prevented. Drawing 16 shows the detail in this motoring slowdown mode.

[0041] In this motoring slowdown mode, in Step 31, the target engine rotational frequency (predetermined value 3) which it is going to maintain by motoring is first determined from a predetermined map based on the vehicle speed, and it asks for the difference of this target engine rotational frequency and a real rotational frequency at Step 32. Next, this difference is multiplied by predetermined gain and the required feedback control input to the generating torque of the 2nd motor 8 is calculated. And the 2nd motor 8 is controlled based on this torque control input (Step 34). That is, feedback control of the generating torque of the 2nd motor 8 is carried out so that an engine rotational frequency may be completed as a target engine rotational frequency. In addition, as the above-mentioned target engine rotational frequency, it is, for example before and after 700rpm.

[0042] On the other hand, regeneration using the 1st motor 10 of the inside of motoring in this non-lock-up state is performed. Based on the target axle torque map of a property as shown in drawing 6 set up beforehand first as the procedure, the target axle torque corresponding to the vehicle speed V at that time is determined (Step 35). Next, the torque converter transfer axle torque transmitted to an axle through a torque converter 3 from an internal combustion engine 1 is searched for (Step 36). Specifically, the velocity ratio of a torque converter 3 is computed at the rotational frequency N_e and turbine rotational frequency (this can be found from the vehicle speed and gear ratio) of an internal combustion engine 1, and it asks for the input-torque capacity coefficient τ of a torque converter 3 from the predetermined input-capacitance coefficient map shown in drawing 9. And the torque converter transfer torque T is computed from the following formula.

[0043]

[Equation 1] $T = \tau * N_e * N_e * t$ -- (1)

Here, although t is the torque ratio of a torque converter 3, during such a slowdown, the value is 1. Thus, the torque converter transfer axle torque mentioned above is searched for by converting the torque converter transfer torque searched for into axle torque in consideration of the gear ratio of the CVT change gear 5 at that time. Furthermore, based on the change gear friction map of a property as shown in drawing 8 set up beforehand, the change gear friction torque corresponding to the engine rotational frequency at that time is searched for (Step 37). In addition, this friction torque is similarly converted into axle torque in consideration of the gear ratio of the CVT change gear 5 at that time. And in Step 38, regeneration axle torque is computed and this is converted into the current of the 1st motor 10. That is, regeneration axle torque required to acquire target axle torque is searched for by considering that the above-mentioned target axle torque gives in the sum total of torque converter transfer axle torque, change gear friction axle torque, and regeneration axle torque. The 1st motor 10 is controlled by Step 39 to realize this regeneration axle torque.

[0044] By performing motoring of an internal combustion engine 1 with the 2nd motor 8 as mentioned above, it rotational-frequency-falls [of the excess of an internal combustion engine 1], and it is got blocked and a substantial halt can be avoided. Therefore, if it gets into an accelerator pedal during this slowdown, by resumption (it progresses to Step 5 from Step 3 of drawing 14) of fuel injection, self-

sustaining begins immediately and it can shift to acceleration. In addition, driving auxiliary machinery 2 with a motor 8 by the internal combustion engine 1 is substantially continued between this motoring slowdown mode.

[0045] Next, control until it results [from a slowdown of vehicles] in a halt of vehicles is explained. Drawing 12 shows operation of each part in this situation.

[0046] When the vehicle speed falls gradually with motoring slowdown mode which was mentioned above, it will stop completely soon. T5 of drawing 12 is equivalent to the timing of this vehicles halt. If vehicles stop, that is, the vehicle speed is set to 0, since the judgment of Step 6 of drawing 14 will serve as YES, it progresses to Step 12 from Step 6. At this step 12, although a shift ending flag is judged, since a flag is 0, it progresses to Step 13 and moves to control in shift mode at the beginning.

[0047] This shift mode is the mode which starts creep force generating by the 1st motor 10, and is the mode in which it is going to prevent generating of the feeling of a level difference in the case of both shift especially while it ends motoring by the 2nd motor 8. Drawing 17 shows the flow of processing in this shift mode.

[0048] In this mode, the target creep torque which should be given during a vehicles halt is first set up based on a map etc. (Step 41). And the clutch capacity of clutch equipment 9 is reduced to middle level. In addition, in this example, although the fall of this capacity is divided into a multi-stage story and you may make it fall continuously, it is maintaining to the fixed mean value as shown in drawing 12 as clutch transfer torque. Thus, by reducing the clutch capacity of the clutch equipment 9 between the 2nd motor 8 and an internal combustion engine 1, the rotational frequency of an internal combustion engine 1 falls gradually by friction. On the other hand, the rotational frequency of the 2nd motor 8 is maintained to a predetermined value regardless of the rotational frequency of an internal combustion engine 1 (Step 43). Since it rotates to the 2nd motor 8 and one, irrespective of the capacity fall of clutch equipment 9, it will have at a predetermined rotational frequency and auxiliary machinery 2 will continue being driven.

[0049] At Step 44, based on (1) formula mentioned above, torque converter transfer torque is searched for by the same technique, and it converts into axle torque at Step 45 in consideration of the gear ratio of the CVT change gear 5 at that time, and considers as the vehicles creep torque (torque converter axle torque) by torque converter transfer torque. This is creep torque generated with the 2nd motor 8, and as shown in drawing 12 , it falls gradually with the fall of the rotational frequency of an internal combustion engine 1.

[0050] And the creep torque which should be added with the 1st motor 10 is computed at Step 46 as a difference of target creep torque and the creep torque by the above-mentioned torque converter transfer torque. That is, thereby, driving torque required for the 1st motor 10 is searched for. From the value of this torque, the amount of operation current of the 1st motor 10 is computed, and the 1st motor 10 is controlled by Step 47 in Step 48.

[0051] At Step 49, it has judged, respectively whether at Step 51, the engine stopped completely whether at Step 50, the vehicle speed was 0 about the state of an idle switch. Although the engine rotational frequency falls gradually by the fall of the clutch capacity of clutch equipment 9 as mentioned above, it returns from Step 51 to Step 3, and the control mentioned above is continued until an engine rotational frequency amounts to 0. Thereby, as shown in drawing 12 , the creep torque by the 1st motor 10 increases gradually, and the fixed creep force occurs from a vehicles halt point in time (T5) as the whole vehicles so that the creep torque by the 2nd motor 8 which falls gradually may be compensated.

[0052] Then, if an engine rotational frequency is set to 0, it will progress to Step 52 from Step 51, and clutch equipment 9 will be intercepted completely. Then, a shift ending flag is set to 1 at Step 53. This time is equivalent to the timing of T6 of drawing 14 .

[0053] In the stage which progressed to Step 12, although it returns to Step 3, since the judgment of this step 12 serves as NO, it progresses to Step 14 from Step 12, and becomes idle stop mode from Step 53.

[0054] Idle stop mode controls the 1st motor 10 to become the target creep torque (axle torque) which mentioned it above in Step 62 in Step 61 first while controlling the 2nd motor 8 to become a target rotational frequency (for it to be before and after a rotational frequency required for the drive of

auxiliary machinery 2, for example, 700rpm) to be shown in drawing 18. Moreover, at Step 63, it judges whether at Step 64, the vehicle speed is 0 about the state of an idle switch, and while these judgments are YES(s), idle stop mode is continued.

[0055] Therefore, in the state where it went into this mode, while the internal combustion engine 1 has stopped substantially and fuel consumption is suppressed, friction generating by the rotation is avoided. And although it continues driving auxiliary machinery 2 with the 2nd motor 8, since the 2nd motor 8 drives only auxiliary machinery 2, without rotating an internal combustion engine 1, the power consumption will also become few. Moreover, since the creep force is given to vehicles as mentioned above, the operability in the cases, such as vehicle warehousing, improves. In addition, during this engine halt, as mentioned above, oil pressure required for an automatic transmission 5 is secured by electromotive hydraulic-pressure-supply equipment 12.

[0056] Next, the control when departing from the above-mentioned vehicles idle state is explained. Drawing 13 shows operation of each part in this situation, and it gets into the accelerator pedal to the timing of T7. Thus, if it gets into an accelerator pedal, the judgment of Step 63 of drawing 18 will serve as NO, and will shift to control in the start mode shown in drawing 19. When it comes to this start mode, the idle stop mode flag which set the start mode flag to 1, and mentioned it above at Step 71 is first reset to 0. And it progresses to Step 72 and clutch equipment 9 is switched to a connection state. Then, the 2nd motor 8 is controlled by Step 73 to read the target rotational frequency of the 2nd motor 8 in a map etc., and to maintain this target rotational frequency at Step 74. In addition, you may make it maintain the rotational frequency under auxiliary machinery 2 drive before this as it is as the above-mentioned target rotational frequency. Although the rotational frequency of the 2nd motor 8 tends to fall by concluding clutch equipment 9, it is controlling to maintain this rotational frequency uniformly, and the maximum torque will be outputted as a result. In addition, the maximum torque of this 2nd motor 8 is set up more greatly than the maximum transfer capacity of clutch equipment 9. Therefore, the rotational frequency of an internal combustion engine 1 will rise gradually, being accompanied by slipping of clutch equipment 9. That is, cranking for starting of an internal combustion engine 1 is performed by this 2nd motor 8.

[0057] Next, at Step 75, target axle torque is determined corresponding to the accelerator opening at that time based on the map of a predetermined property as shown in drawing 10. And target torque required for the 1st motor 10 is calculated at Step 76. In detail, although this does not show, after searching for the torque converter axle torque produced by the drive of the 2nd motor 8 like Step 44 at the time of the creep torque operation mentioned above - Step 46, it determines the torque which the 1st motor 10 should pay as a difference of the above-mentioned target axle torque and this torque converter axle torque. Next, at Step 77, the 1st motor 10 is controlled and starting control of amendment of fuel oil consumption required for starting of an internal combustion engine 1, amendment of ignition timing, etc. is started by Step 78 so that this computed torque may be generated.

[0058] At Step 79, the above-mentioned control is repeated until it has judged whether the internal combustion engine 1 detonated completely and detonates it completely. Therefore, as shown in drawing 13, the rotational frequency will rise gradually, will put an internal combustion engine 1 into operation soon, and it will shift to self-sustaining. Moreover, by the torque of the 1st motor 10, the target axle torque corresponding to the amount of treading in of an accelerator pedal will be acquired immediately, and it can be departed with very sufficient responsibility from vehicles. And since the torque for start assistance by this 1st motor 10 is given as a thing in consideration of the torque by the 2nd motor 8, it can secure desired torque the neither more nor less as a whole.

[0059] Moreover, required oil pressure is supplied to the automatic transmission 5 by electromotive hydraulic-pressure-supply equipment 12 in the case of this start, and without waiting for the standup of the rotational frequency of an internal combustion engine 1, since a change and gear change of each part are possible, it does not become the factor of the response delay at the time of start. Therefore, the torque for start assistance given with the 1st motor 10 has been comparatively small enough, and the whole electric drive system of 1st motor 10 grade becomes so small.

[0060] Next, if an internal combustion engine 1 results in high-order detonation to the timing of T8 of

drawing 13, the judgment of Step 79 will serve as YES and will progress to Step 80. In addition, high-order detonation of an internal combustion engine 1 is detected by the abrupt change of an engine rotational frequency, or change of the driving torque of the 2nd motor 8. At Step 80, it has judged whether the current of the 2nd motor 8 is a power running side. That is, since the revolving speed control which mentioned the 2nd motor 8 above is continued, based on the current, it will be judged whether the rotational frequency of an internal combustion engine 1 reached the engine rotational frequency corresponding to the target rotational frequency of this 2nd motor 8. If the direction of an engine rotational frequency becomes high relatively and current changes from a power running side to a passive-movement side, it will shift to the fuel-injection mode (Step 2) which is usually equivalent to a run, progressing to Step 81 and using a start mode flag as 0. This is equivalent to the timing of T9 of drawing 13. In this time, auxiliary machinery 2 will be driven with an internal combustion engine 1. In fuel-injection mode, as mentioned above, as for the 1st and the 2nd motor 10 and 8, the control is suspended.

[0061] Although explanation of the above start mode explained as that which got into the accelerator pedal, when it judges with the vehicle speed being except zero, in Step 64 in idle stop mode, it shifts to start mode similarly. For example, the case where the vehicle speed goes up as a result of releasing a brake on a slope etc. corresponds to this. Of course, since a proper neutral zone is given to the judgment of this vehicle speed, idle stop mode is continued in the grade which moved very only according to the creep force. Moreover, when it gets into an accelerator pedal into shift mode (Step 49), or when vehicles carry out a run start (Step 50), it shifts to start mode similarly.

[0062] In addition, in the above-mentioned example, although it was made to suspend an internal combustion engine 1 completely by making clutch equipment 9 into a cut off state between during a halt of vehicles (i.e., shift mode and idle stop mode), clutch equipment 9 may be made into a connection state, and you may control in the meantime to continue motoring of an internal combustion engine 1. In this case, at the time of start, since the friction by rotating an internal combustion engine 1 is added, although it becomes disadvantageous in respect of the power consumption of the 2nd motor 8, since the internal combustion engine 1 is rotating, if fuel injection is resumed, combustion will begin immediately and it will become advantageous in respect of the standup of torque.

[0063] Next, concrete composition and a concrete operation of the gearbox 17 for motors infixd between the 1st above-mentioned motor 10 and the transformer axle 11 are explained.

[0064] Drawing 20 is the skeleton view showing the 1st example of the gearbox 17 for motors. Axis-of-rotation 10a of the 1st motor 10 and output-shaft 17a of the gearbox 17 for motors are the epicyclic gear type things arranged in the shape of the same axle, and shell profile composition of this example is carried out with the 1st rotation member 37 connected to axis-of-rotation 10a of the 1st motor 10 of the above, the 2nd rotation member 38 connected to the above-mentioned output-shaft 17a, and the 3rd rotation member 39. The above-mentioned 1st rotation member 37 is constituted as a carrier which supports a pinion 33, and the above-mentioned pinion 33 has 1st pinion section 33a and 2nd pinion section 33b. The above-mentioned 2nd rotation member 38 is constituted as the 2nd SANGIA which meshes to the above-mentioned 2nd pinion section 33b. The above-mentioned 3rd rotation member 39 consists of the 1st SANGIA which meshes to the above-mentioned 1st pinion section 33a as a reaction force element, and is connected to the fixed element through the slowdown brake 42 as a conclusion element. The 1st rotation member 37 and the 3rd rotation member 39 are mutually connected through the direct connection clutch 43 as a conclusion element again. In addition, a hydraulic or electromagnetic thing can be used for the above-mentioned conclusion element, and when it is an oil pressure controller, it should just perform hydraulic pressure supply with the electromotive hydraulic-pressure-supply equipment 12 mentioned above during a halt of an internal combustion engine 1.

[0065] Drawing 21 is the so-called collinear view showing an operation of the above-mentioned gearbox 17. This collinear view takes the interval according to the gear ratio of an epicyclic gear along a horizontal axis, shows each rotation members 37-39, and shows the ratio of each rotation members' 37-39 rotational frequency to the rotational frequency of the 1st motor 10 to the vertical axis. That is, it can ask for a reduction gear ratio from this collinear view. In addition, signs 42 and 43 are the slowdown

brakes and direct connection clutches which were mentioned above, and the round mark shows that these conclusion elements are in a conclusion state. Moreover, in this collinear view (other collinear views mentioned later, such as drawing 23 and drawing 25, are the same), it is at the advance time, and is lower left (B) at the advance time at the time of the drive of a motor 10 (it is in principle at the low vehicle speed time), and upper left (A) shows the state at the time of passive movement of a motor 10 (it is in principle at the high vehicle speed time). Similarly, although it is at the go-astern time, it is lower right (D) at the go-astern time at the time of the drive of a motor 10 (it is in principle at the low vehicle speed time) and upper right (C) shows the state at the time of passive movement of a motor 10 (it is in principle at the high vehicle speed time). Since there is generally no possibility of the vehicle speed not becoming high and also producing fault rotation of the 1st motor 10, at the time of go-astern so that useful regeneration is performed, the significance which controls a gear ratio at the time of go-astern is low.

[0066] As mentioned above, it is that the 1st motor 10 drives at the vehicles' halt or start time (grant of the creep force), and all are limited to the low field of the vehicle speed. Thus, in the low field of the vehicle speed, the slowdown brake 42 side is concluded so that it may mention later. Therefore, as shown in (A), a big reduction gear ratio is obtained. On the other hand, in the high-speed region where the 1st motor 10 will be in a passive-movement state like the lock-up slowdown mode mentioned above, the direct connection clutch 43 side is concluded so that it may mention later. Therefore, as shown in (B), a reduction gear ratio becomes 1, i.e., the direct connection stage.

[0067] Therefore, a gear ratio is acquired as shown in the logical table showing in the next table 1.

[0068]

[Table 1]

		減速側-#42 (減速クラッチ)	直結側-#43	ギア段
前	駆動時	ON	OFF	減速段
進	被駆動時	OFF	ON	直結段
後	駆動時	ON	OFF	減速段
進	被駆動時	ON	OFF	減速段

[0069] Drawing 27 is a flow chart which shows the contents of the control to the above-mentioned gearbox 17 for motors. As shown in this drawing 27, in the initial state immediately after control begins, OFF and the slowdown brake 42 are [the direct connection clutch 43] turned on (Step 101). Next, several Nm rotation of the 1st motor 10 and the rotational frequency Na of transformer axle 11 intermediate-shaft 5e are read at Step 102. In addition, the rotational frequency Na of intermediate-shaft 5e can respond to the vehicle speed, and it can ask for it from the vehicle speed. And it judges whether whether the rotational frequency Na of intermediate-shaft 5e being positive and vehicles that is, are moving forward at Step 103. When it judges with it being go-astern here, it progresses to Step 106, and with an initial state, the direct connection clutch 43 is set to OFF, and the slowdown brake 42 is set to ON. This becomes a big reduction gear ratio. Moreover, when it is advance, it judges whether a rotational frequency Na is below the 1st predetermined value at the following step 104. Similarly, in below the 1st predetermined value, it progresses to Step 106, and let it be a slowdown stage. And the driving side of the 1st motor 10 is controlled by the following step 107. That is, as mentioned above, driving force is generated from the 1st motor 10 so that required axle torque may be demonstrated.

[0070] Thus, while, as for torque required for the 1st motor 10, the gearbox 17 for motors becomes small by the slowdown stage and the bird clapper at the time of the time of grant of the creep force, and start and being able to miniaturize this motor 10, the current of the 1st motor 10 can be lessened, power loss not only being lessened but generation of heat can be suppressed, and it becomes advantageous on the endurance of the 1st motor 10. Moreover, it can have with the 1st comparatively small motor 10, and

the high start performance of responsibility can fully be secured.

[0071] Moreover, by having judged whether the rotational frequency Na of intermediate-shaft 5e is beyond the 2nd predetermined value at Step 105, if it is a high-speed region beyond this, it will progress to Step 110, and the direct connection clutch 43 is set to ON, and the slowdown brake 42 is set to OFF. And control by the side of the regeneration using the 1st motor 10 is performed at Step 111. That is, even if the gearbox 17 serves as a direct connection stage and vehicles carry out a high-speed run in this state, there are not fault rotation and a bird clapper of the 1st motor 10. In addition, as mentioned above, regeneration may be started a condition [a throttle close by-pass bulb completely], or you may be made to revive a condition [treading in to a brake pedal]. It is good to set up as the above-mentioned 2nd predetermined value corresponding to the vehicle speed in case target axle torque changes from a passive-movement side to a driving side at the time of the vehicle speed, i.e., a vehicle speed fall, from which for example, not a fixed value but the amount of regeneration is not necessarily set to 0.

[0072] Moreover, when a rotational frequency Na is between the 1st predetermined value and the 2nd predetermined value, while progressing to Step 108 and turning OFF temporarily the both sides of the direct connection clutch 43 and the slowdown brake 42, it is Step 109, and revolving speed control of the 1st motor 10 is performed so that it may become $Nm=Na$. That is, in the case of gear change, it will be in the state where the rotation before and behind the direct connection clutch 43 synchronized, and a gear change shock will not be generated in the case of secession in the case of the conclusion. And prompt conclusion is attained and there is no response delay of gear change.

[0073] the [in addition, / the above-mentioned 1st predetermined value and] -- you may make it give a proper hysteresis as a 2 predetermined value according to the direction of the gear change

[0074] Next, drawing 22 shows the 2nd example of the gearbox 17 for motors. this example is the composition using one simple epicyclic gear, and the 1st rotation member 37 constitutes it as SANGIA - - having -- the [and] -- while 2 rotation member 38 is constituted as a carrier which supports a pinion 33, the 3rd rotation member 39 is constituted as a ring gear Moreover, as well as the 1st example, the above-mentioned 3rd rotation member 39 is connected to the fixed element through the slowdown brake 42, and the 1st rotation member 37 and the 3rd rotation member 39 are mutually connected through the direct connection clutch 43.

[0075] Drawing 23 is the collinear view showing an operation of the 2nd example of the above, and the operation is completely the same as that of the 1st example mentioned above. Therefore, a logical table is also as in Table 1. Moreover, there is no place which changes with the 1st example also as the control.

[0076] In this 2nd example, there is the feature that the reduction gear ratio in the slowdown stage becomes small, compared with the 1st example of the above.

[0077] Next, drawing 24 shows the 3rd example of the gearbox 17 for motors. This example has the 1st pinion 33 and the 2nd pinion 34, and profile composition is done by the 1st rotation member 37 connected to axis-of-rotation 10a of the 1st motor 10 of the above, the 3rd rotation member 39 connected to output-shaft 17a of a gearbox 17, the 2nd rotation member 38, and the 4th rotation member 40. The above-mentioned 1st rotation member 37 is constituted as SANGIA which meshes with the 2nd pinion 34, and the 2nd rotation member 38 is the carrier which supports the 2nd pinion 34 while having the ring gear which meshes with the 1st pinion 33. The 3rd rotation member 39 has the ring gear which meshes with the 2nd pinion 34, and is supporting the 1st pinion 33. The 4th rotation member 40 has the ring gear which meshes with the 1st pinion 33, and is connected to the fixed element through the slowdown brake 42. The 1st rotation member 37 and the 3rd rotation member 39 are mutually connected through the direct connection clutch 43 again.

[0078] Drawing 25 is the collinear view showing an operation of the 3rd example of the above, and the operation is fundamentally [as the 1st and the 2nd example which were mentioned above] the same. A logical table is also as in Table 1. Moreover, there is no place which changes with the 1st example also as the control.

[0079] In this 3rd example, there is the feature that the reduction gear ratio in the slowdown stage is greatly securable, compared with the 1st example of the above.

[0080] Next, drawing 26 shows the 4th example of the gearbox 17 for motors considered as parallel biaxial type composition.

[0081] Gearing 44a by which this example was connected to axis-of-rotation 10a of the 1st motor 10 of the above, Gearing 45a connected to output-shaft 17a of a gearbox 17, and gearing 44b and gearing 45b which have been arranged in parallel with these, Shell outline composition is carried out, the direct connection clutch 43 is arranged between gearing 44a and gearing 45a, and the slowdown clutch 42 is arranged between gearing 44b and gearing 45b, respectively.

[0082] Also in this example, the above-mentioned direct connection clutch 43 and the slowdown clutch 42 are controlled along with the flow chart of drawing 27 like the 1st example. Moreover, it becomes Table 1 which mentioned above the logical table of the gear change as well as the 1st example etc. However, in this 4th example, it replaces with the slowdown brake 42 of the 1st - the 3rd example which were mentioned above, and becomes the form where the slowdown clutch 42 is used.

[0083] In this example, by considering as an parallel gearing type, it runs through, and lubrication becomes easy, and gearing maneuvers are easy.

[0084] Although it has the same conclusion logic shown in Table 1 as the 1st explained above - the 4th example were mentioned above, it being common to these is being able to drive vehicles with the 1st motor 10 also at the time of go-astern. Moreover, since the one-way clutch is not used, it is possible to perform engine brake control and regenerative control if needed not only in the advance high-speed stage but in the advance low-speed stage.

[0085] Next, drawing 28 shows the 5th example of the gearbox 17 for motors which used the one-way clutch. This example is an epicyclic gear type thing by which axis-of-rotation 10a of the 1st motor 10 and output-shaft 17a of the gearbox 17 for motors have been arranged in the shape of the same axle like the 1st - the 3rd example. Shell profile composition is carried out with the 1st rotation member 37 connected to axis-of-rotation 10a of the 1st motor 10 of the above, the 2nd rotation member 38 connected to the above-mentioned output-shaft 17a, and the 3rd rotation member 39. The above-mentioned 1st rotation member 37 is constituted as a carrier which supports a pinion 33, and the above-mentioned pinion 33 has 1st pinion section 33a and 2nd pinion section 33b. The above-mentioned 2nd rotation member 38 is constituted as the 2nd SANGIA which meshes to the above-mentioned 2nd pinion section 33b. The above-mentioned 3rd rotation member 39 consists of the 1st SANGIA which meshes to the above-mentioned 1st pinion section 33a as a reaction force element, and is connected to the fixed element through the slowdown brake 42 as a conclusion element. The 1st rotation member 37 and the 3rd rotation member 39 are mutually connected through the one-way clutch 36 again. If it puts in another way, it replaces with the direct connection clutch 43 in the 1st example, and has composition which has arranged the one-way clutch 36 for direct connection.

[0086] Drawing 29 is the collinear view showing an operation of the gearbox 17 of the 5th example of the above. In this collinear view, the triangle mark has and shows conclusion of the element by the above-mentioned one-way clutch 36.

[0087] As mentioned above, it is that the 1st motor 10 drives at the vehicles' halt or start time (grant of the creep force), and all are limited to the low field of the vehicle speed. Thus, in the low field of the vehicle speed, the slowdown brake 42 is concluded so that it may mention later. Therefore, as shown in (A) of drawing 29, a big reduction gear ratio is obtained. In addition, an one-way clutch 36 races at this time. On the other hand, in the high-speed region where the 1st motor 10 will be in a passive-movement state like the lock-up slowdown mode mentioned above, since the slowdown brake 42 is set to being turned off and an one-way clutch 36 will be in an engagement state by relative rotation so that it may mention later, as shown in (B), a reduction gear ratio becomes 1, i.e., the direct connection stage. Moreover, by supposing un-concluding the slowdown brake 42 at the time of go-astern comes to show a collinear view to (C) and (D).

[0088] Therefore, it becomes conclusion logic as shown in the logical table showing in the next table 2. In addition, since it is decided automatically conclusion of an one-way clutch 36, and un-concluding, the parenthesis is attached and shown.

[0089]

Table 2]

		減速ブレーキ42 (減速クラッチ)	直結ワンウェイ クラッチ36	ギア段
前進	駆動時	ON	(OFF)	減速段
後進	被駆動時	OFF	(ON)	直結段
		OFF	(OFF)	FREE

[0090] Drawing 35 is a flow chart which shows the contents of the control to the gearbox 17 for motors of the 5th example of the above. As shown in this drawing 35, in the initial state immediately after control begins, the slowdown brake 42 has become ON, i.e., a conclusion state, (Step 121). Next, several Nm rotation of the 1st motor 10 and the rotational frequency Na of transformer axle 11 intermediate-shaft 5e are read at Step 122. And the range position of the CVT change gear 5 of vehicles judges whether they are advance range, such as a D range (run range), at Step 123. Here, when it judges with it being a go-astern range, it progresses to Step 124, and the slowdown brake 42 is set to OFF that a lock should be prevented, and control of the 1st motor 10 is suspended at Step 125.

[0091] Moreover, when it is an advance range, it judges whether a rotational frequency Na is below the 1st predetermined value at the following step 126. In below the 1st predetermined value, it progresses to Step 127, and it uses this gearbox 17 as the slowdown stage by setting the slowdown brake 42 to ON. And the driving side of the 1st motor 10 is controlled by the following step 128 like the example mentioned above.

[0092] Moreover, at Step 126, if it is a high-speed region higher than the 1st predetermined value, it will progress to Step 129 and the slowdown brake 42 will be set to OFF. And control by the side of the regeneration using the 1st motor 10 is performed at Step 130. That is, even if the gearbox 17 serves as a direct connection stage and vehicles carry out a high-speed run in this state, there are not fault rotation and a bird clapper of the 1st motor 10. In addition, as mentioned above, regeneration may be started a condition [a throttle close by-pass bulb completely], or you may be made to revive a condition [treading in to a brake pedal].

[0093] Here, when having considered the situation that the vehicle speed went up and gear change was performed the above-mentioned 1st predetermined value is exceeded, the slowdown brake 42 is set to being turned off, and in connection with this, the rotational frequency of the 1st motor 10 falls by friction. Therefore, an one-way-clutch 36 order rotational frequency is automatically set to 0, and this one-way clutch 36 gears in the stage. Therefore, even if it does not carry out the synchronous control of the rotational frequency of the 1st motor 10 positively like each example mentioned above, a gear change shock does not arise.

[0094] In addition, you may make it give a proper hysteresis as the above-mentioned 1st predetermined value according to the direction of the gear change.

[0095] Next, drawing 30 shows the 6th example of the gearbox 17 for motors. This 6th example is replaced with the direct connection clutch 43 in the 2nd example of drawing 22 mentioned above, and has composition which has arranged the one-way clutch 36 between the 1st rotation member 37 and the 3rd rotation member 39.

[0096] Drawing 31 is the collinear view showing an operation of the 6th example of the above, and the operation is completely the same as that of the 5th example mentioned above. Therefore, conclusion logic is also as the logical table of Table 2. Moreover, there is especially no place that changes with the 5th example also as the control.

[0097] In this 6th example, there is the feature that the reduction gear ratio in the slowdown stage becomes small, compared with the 5th example of the above.

[0098] Next, drawing 32 shows the 7th example of the gearbox 17 for motors. This 7th example is

replaced with the direct connection clutch 43 in the 3rd example of drawing 24 mentioned above, and has composition which has arranged the one-way clutch 36 between the 1st rotation member 37 and the 3rd rotation member 39.

[0099] Drawing 33 is the collinear view showing an operation of the 7th example of the above, and the operation is fundamentally [as the 5th and the 6th example which were mentioned above] the same. Conclusion logic is also as the logical table of Table 2. Moreover, there is especially no place that changes with the 5th example also as the control.

[0100] In this 7th example, there is the feature that the reduction gear ratio in the slowdown stage is greatly securable, compared with the 5th example of the above.

[0101] Next, drawing 34 shows the 8th example of the gearbox 17 for motors. This 8th example is considered as parallel biaxial type composition like the 4th example of drawing 26 mentioned above, is replaced with the direct connection clutch 43 in the 4th example, and has composition which has arranged the one-way clutch 36 between gearing 44a and gearing 45a.

[0102] Also in this example, the slowdown clutch 42 is controlled along with the flow chart of drawing 35 like the 5th example. Moreover, it becomes Table 2 which mentioned above the logical table of the gear change as well as the 5th example etc. However, in this 8th example, it replaces with the slowdown brake 42 of the 5th - the 7th example which were mentioned above, and becomes the form where the slowdown clutch 42 is used.

[0103] Like the 4th example, by considering as an parallel gearing type, it runs through, and lubrication becomes easy, and gearing maneuvers are easy in this example.

[0104] Although it has the same conclusion logic shown in Table 2 as the 5th explained above - the 8th example were mentioned above, it being common to these is that go-astern of vehicles is prevented by operation of the slowdown brake (or slowdown clutch) 42 and an one-way clutch 36 in the state where an advance range (for example, D range) is chosen. That is, since a driving wheel 7 locks if vehicles tend to move back, the so-called HIRUHORUDO operation is obtained and it does not fall back on a steep uphill.

[0105] Next, drawing 36 shows the 9th example of the gearbox 17 for motors which used the one-way clutch too. This 9th example is an epicyclic gear type thing by which axis-of-rotation 10a of the 1st motor 10 and output-shaft 17a of the gearbox 17 for motors have been arranged in the shape of the same axle like the 1st example, the 5th example, etc. Shell profile composition is carried out with the 1st rotation member 37 connected to axis-of-rotation 10a of the 1st motor 10 of the above, the 2nd rotation member 38 connected to the above-mentioned output-shaft 17a, and the 3rd rotation member 39. The above-mentioned 1st rotation member 37 is constituted as a carrier which supports a pinion 33, and the above-mentioned pinion 33 has 1st pinion section 33a and 2nd pinion section 33b. The above-mentioned 2nd rotation member 38 is constituted as the 2nd SANGIA which meshes to the above-mentioned 2nd pinion section 33b. The above-mentioned 3rd rotation member 39 consists of the 1st SANGIA which meshes to the above-mentioned 1st pinion section 33a as a reaction force element, and is connected to the fixed element through the one-way clutch 35. The 1st rotation member 37 and the 3rd rotation member 39 connect mutually through the direct connection clutch 43 like the 1st example again. If it puts in another way, it replaces with the slowdown brake 42 in the 1st example, and has composition which has arranged the one-way clutch 35 for a slowdown.

[0106] Drawing 37 is the collinear view showing an operation of the gearbox 17 of the 9th example of the above. In this collinear view, the trigonum mark has and shows conclusion of the element by the above-mentioned one-way clutch 35 for a slowdown.

[0107] As mentioned above, it is that the 1st motor 10 drives at the vehicles' halt or start time (grant of the creep force), and all are limited to the low field of the vehicle speed. Thus, in the low field of the vehicle speed, the direct connection clutch 43 becomes OFF, i.e., un-concluding, so that it may mention later. And at the time of the drive of the 1st motor 10, an one-way clutch 35 will be in an engagement state by relative rotation. Therefore, as shown in (A) of drawing 37, a big reduction gear ratio is obtained. On the other hand, in the high-speed region where the 1st motor 10 will be in a passive-movement state like the lock-up slowdown mode mentioned above, since the direct connection clutch 43

is set to being turned on and an one-way clutch 35 will be in an idling state by relative rotation so that it may mention later, as shown in (B), a reduction gear ratio becomes 1, i.e., the direct connection stage. Moreover, by supposing un-concluding the direct connection clutch 43 at the time of go-astern comes to show a collinear view to (C) and (D).

[0108] Therefore, it becomes conclusion logic as shown in the logical table showing in the next table 3. In addition, since it is decided automatically conclusion of the one-way clutch 35 for a slowdown, and un-concluding, the parenthesis is attached and shown. Moreover, as shown in this table 3, when it is go-astern and is a driving side, a gearbox 17 will be in a free state.

[0109]

[Table 3]

		減速ワイヤ クラッチ35	直結クラッチ43	ギア段
前	駆動時	(ON)	OFF	減速段
進	被駆動時	(OFF)	ON	直結段
後	駆動時	(OFF)	OFF	FREE
	被駆動時	(ON)	OFF	減速段

[0110] Drawing 43 is a flow chart which shows the content of the control to the gearbox 17 for motors of the 9th example of the above. As shown in this drawing 43, in the initial state immediately after control begins, the direct connection clutch 43 is turned off (Step 141). Next, several Nm rotation of the 1st motor 10 and the rotational frequency Na of transformer axle 11 intermediate-shaft 5e are read at Step 142. And it judges whether whether the rotational frequency Na of intermediate-shaft 5e being positive and vehicles that is, are moving forward at Step 143. Here, when it judges with it being go-astern, it progresses to Step 144 and the direct connection clutch 43 is set to OFF with an initial state. Thereby, at a passive-movement side, it becomes a big reduction gear ratio, and will be in a free state by the driving side. Moreover, when it is advance, it judges whether a rotational frequency Na is below the 1st predetermined value at the following step 145. In below the 1st predetermined value, it progresses to Step 146, and let it be a slowdown stage by setting the direct connection clutch 43 to OFF. And the driving side of the 1st motor 10 is controlled by the following step 147 like each example mentioned above. That is, driving force is generated from the 1st motor 10 so that required axle torque may be demonstrated.

[0111] Thus, while, as for torque required for the 1st motor 10, the gearbox 17 for motors becomes small by the slowdown stage and the bird clapper at the time of the time of grant of the creep force, and start and being able to miniaturize this motor 10, the current of the 1st motor 10 can be lessened, power loss not only being lessened but generation of heat can be suppressed, and it becomes advantageous on the endurance of the 1st motor 10. Moreover, it can have with the 1st comparatively small motor 10, and the high start performance of responsibility can fully be secured.

[0112] Moreover, at Step 148, it has judged whether the rotational frequency Na of intermediate-shaft 5e is beyond the 2nd predetermined value, and if it is a high-speed region beyond this, it will progress to Step 151 and the direct connection clutch 43 will be set to ON. And control by the side of the regeneration using the 1st motor 10 is performed at Step 152. That is, even if the gearbox 17 serves as a direct connection stage and vehicles carry out a high-speed run in this state, there are not fault rotation and a bird clapper of the 1st motor 10. In addition, as mentioned above, regeneration may be started a condition [a throttle close by-pass bulb completely], or you may be made to revive a condition [treading in to a brake pedal]. As the above-mentioned 2nd predetermined value, it is good like the 1st example to set up corresponding to the vehicle speed in case target axle torque changes from a passive-movement side to a driving side at the time of the vehicle speed, i.e., a vehicle speed fall, from which the amount of regeneration is set to 0.

[0113] Moreover, when a rotational frequency N_a is between the 1st predetermined value and the 2nd predetermined value, while progressing to Step 149 and turning OFF the direct connection clutch 43, it is Step 150, and revolving speed control of the 1st motor 10 is performed so that it may become $N_m=N_a$. That is, in the case of gear change, it will be in the state where the rotation before and behind the direct connection clutch 43 synchronized, and a gear change shock will not be generated in the case of secession in the case of the conclusion. And prompt conclusion is attained and there is no response delay of gear change.

[0114] the [in addition, / the above-mentioned 1st predetermined value and] -- you may make it give a proper hysteresis as a 2 predetermined value according to the direction of the gear change

[0115] In the gearbox 17 of the 9th above-mentioned example, an one-way clutch 35 pays the great portion of transfer torque, and the load of the direct connection clutch 43 has it. [small] Since an one-way clutch can constitute a mass thing small compared with a clutch and a brake controllable from the exterior, according to this 9th example, there is an advantage which can make a gearbox 17 very small, as known well.

[0116] Next, drawing 38 shows the 10th example of the gearbox 17 for motors. This 10th example is replaced with the slowdown brake 42 in the 2nd example of drawing 22 mentioned above, and has composition which has arranged the one-way clutch 35 for a slowdown between a fixed element and the 3rd rotation member 39.

[0117] Drawing 39 is the collinear view showing an operation of the 10th example of the above, and the operation is completely the same as that of the 9th example mentioned above. Therefore, conclusion logic is also as the logical table of Table 3. Moreover, it is carried out according to the flow chart of drawing 43 also as the control, and there are not the 9th example and especially a changing place.

[0118] In this 10th example, there is the feature that the reduction gear ratio in the slowdown stage becomes small, compared with the 9th example of the above.

[0119] Next, drawing 40 shows the 11th example of the gearbox 17 for motors. This 11th example is replaced with the slowdown brake 42 in the 3rd example of drawing 24 mentioned above, and has composition which has arranged the one-way clutch 35 for a slowdown between a fixed element and the 3rd rotation member 39.

[0120] Drawing 41 is the collinear view showing an operation of the 11th example of the above, and the operation is fundamentally [as the 9th and the 10th example which were mentioned above] the same. Conclusion logic is also as the logical table of Table 3. Moreover, there is especially no place that changes with the 9th example also as the control.

[0121] In this 11th example, there is the feature that the reduction gear ratio in the slowdown stage is greatly securable, compared with the 9th example of the above.

[0122] Next, drawing 42 shows the 12th example of the gearbox 17 for motors. This 12th example is considered as parallel biaxial type composition like the 4th example of drawing 26 mentioned above, is replaced with the slowdown clutch 42 in the 4th example, and has composition which has arranged the one-way clutch 35 for a slowdown between gearing 44b and gearing 45b.

[0123] Also in this example, the direct connection clutch 43 is controlled along with the flow chart of drawing 43 like the 9th example: Moreover, it becomes Table 3 which mentioned above the logical table of the gear change as well as the 9th example etc.

[0124] Like the 4th example, by considering as an parallel gearing type, it runs through, and lubrication becomes easy, and gearing maneuvers are easy in this example.

[0125] Although it has the same conclusion logic shown in Table 3 as the 9th explained above - the 12th example were mentioned above, since the direct connection clutch 43 is turned off even if vehicles tend to go astern in the state where an advance range (for example, D range) is chosen, it being common to these is that the lock of a driving wheel 7 does not arise on a steep uphill etc. Therefore, while the so-called HIRUHORUDO effect is not acquired, the unpleasant vibration by the lock of a driving wheel 7 can be prevented.

[0126] Next, drawing 44 shows the 13th example of the gearbox 17 for motors which used two one-way clutches. This 13th example is an epicyclic gear type thing by which axis-of-rotation 10a of the 1st

motor 10 and output-shaft 17a of the gearbox 17 for motors have been arranged in the shape of the same axle like the 1st example, the 5th example, etc. Shell profile composition is carried out with the 1st rotation member 37 connected to axis-of-rotation 10a of the 1st motor 10 of the above, the 2nd rotation member 38 connected to the above-mentioned output-shaft 17a, and the 3rd rotation member 39. The above-mentioned 1st rotation member 37 is constituted as a carrier which supports a pinion 33, and the above-mentioned pinion 33 has 1st pinion section 33a and 2nd pinion section 33b. The above-mentioned 2nd rotation member 38 is constituted as the 2nd SANGIA which meshes to the above-mentioned 2nd pinion section 33b. The above-mentioned 3rd rotation member 39 consists of the 1st SANGIA which meshes to the above-mentioned 1st pinion section 33a as a reaction force element, and is connected to the fixed element through the one-way clutch 35 for a slowdown. The 1st rotation member 37 and the 3rd rotation member 39 are mutually connected to the direct connection clutch 43 row through the one-way clutch 36 for direct connection again. If it puts in another way, while replacing with the slowdown brake 42 in the 1st example and arranging the one-way clutch 35 for a slowdown, it has the direct connection clutch 43 and composition which infixes the one-way clutch 36 for direct connection in series.

[0127] Drawing 45 is the collinear view showing an operation of the gearbox 17 of the 13th example of the above. In this collinear view, the triangle mark has and shows conclusion of the element by the above-mentioned one-way clutch 35 for a slowdown and the above-mentioned one-way clutch 36 for direct connection.

[0128] In this example, at the time of advance, the direct connection clutch 43 is always set to being turned on so that it may mention later. And at the time of the drive of the 1st motor 10, by relative rotation, the one-way clutch 35 for a slowdown will be in an engagement state, and will race the one-way clutch 36 for direct connection. Therefore, as shown in (A) of drawing 45, a big reduction gear ratio is obtained. On the other hand, in the high-speed region where the 1st motor 10 will be in a passive-movement state like the lock-up slowdown mode mentioned above, since the one-way clutch 36 for direct connection will be in an engagement state and the one-way clutch 35 for a slowdown races, as shown in (B), a reduction gear ratio becomes 1, i.e., the direct connection stage. Moreover, by supposing un-concluding the direct connection clutch 43 at the time of go-astern comes to show a collinear view to (C) and (D).

[0129] Therefore, it becomes conclusion logic as shown in the logical table showing in the next table 4. In addition, since it is decided automatically conclusion of one-way clutches 35 and 36, and un-concluding, the parenthesis is attached and shown. Moreover, as shown in this table 4, when it is go-astern and is a driving side, a gearbox 17 will be in a free state.

[0130]

Table 4

		減速ワンウェイ クラッチ35	直結クラッチ43	直結ワンウェイ クラッチ36	ギア段
前進	駆動時	(ON)	ON	(OFF)	減速段
	被駆動時	(OFF)	ON	(ON)	直結段
後進	駆動時	(OFF)	OFF	(OFF)	FREE
	被駆動時	(ON)	OFF	(OFF)	減速段

[0131] Drawing 46 is a flow chart which shows the content of the control to the gearbox 17 for motors of the 13th example of the above. As shown in this drawing 46, in the initial state immediately after control begins, the direct connection clutch 43 is turned on (Step 161). Next, several Nm rotation of the 1st motor 10 and the rotational frequency Na of transformer axle 11 intermediate-shaft 5e are read at Step 162. And the range position of the CVT change gear 5 of vehicles judges whether they are advance range, such as a D range (run range), at Step 163. Here, when it judges with it being a go-astern range, it

progresses to Step 164 and the direct connection clutch 43 is set to OFF that a lock should be prevented. Thereby, it becomes a big reduction gear ratio, and will be in a free state by the driving side at a passive-movement side.

[0132] Moreover, when it is an advance range, it progresses to Step 165 and judges whether a rotational frequency Na is below the 1st predetermined value. If below the 1st predetermined value, it progresses to Step 166, and it sets the direct connection clutch 43 to ON. And the driving side of the 1st motor 10 is controlled by the following step 167 like each example mentioned above. That is, driving force is generated from the 1st motor 10 so that required axle torque may be demonstrated. When the 1st motor 10 drives, a gearbox 17 serves as a slowdown stage automatically.

[0133] Moreover, at Step 168, it has judged whether the rotational frequency Na of intermediate-shaft 5e is beyond the 2nd predetermined value, and if it is a high-speed region beyond this, it will progress to Step 170 and the direct connection clutch 43 will be maintained at ON. And control by the side of the regeneration using the 1st motor 10 is performed like each example mentioned above at Step 171. Thus, in the state where the 1st motor 10 is driven, a gearbox 17 serves as a direct connection stage automatically. Therefore, even if vehicles carry out a high-speed run, there are not fault rotation and a bird clapper of the 1st motor 10. In addition, as mentioned above, regeneration may be started a condition [a throttle close by-pass bulb completely], or you may be made to revive a condition [treading in to a brake pedal]. As the above-mentioned 2nd predetermined value, it is good like the 1st example to set up corresponding to the vehicle speed in case target axle torque changes from a passive-movement side to a driving side at the time of the vehicle speed, i.e., a vehicle speed fall, from which the amount of regeneration is set to 0.

[0134] Moreover, when a rotational frequency Na is between the 1st predetermined value and the 2nd predetermined value, it progresses to Step 169 and the direct connection clutch 43 is maintained at ON. Here, since considering the situation that the vehicle speed goes up and gear change is performed the driving force given with the 1st motor 10 is set to 0 when the above-mentioned 1st predetermined value is exceeded, in connection with this, the rotational frequency of the 1st motor 10 falls by friction. Therefore, an one-way-clutch 36 order rotational frequency is automatically set to 0, and this one-way clutch 36 gears in the stage. Therefore, even if it does not carry out the synchronous control of the rotational frequency of the 1st motor 10 positively, a gear change shock does not arise.

[0135] Thus, in this 13th example, a change gear ratio switches automatically by two one-way clutches 35 and 36 in an advance range. That is, at the time of a drive, the slowdown stage is automatically chosen by the one-way clutch 35 for a slowdown, the direct connection stage is automatically chosen by the one-way clutch 36 for direct connection at the time of passive movement, and control can be simplified by **.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

PRIOR ART

[Description of the Prior Art] While having with an internal combustion engine and performing a rolling stock run, for example as an example of the compound-die vehicles driving gear which combined the internal combustion engine and the motor as shown in JP,8-266012,A, a motor is prepared in the output and parallel of this internal combustion engine, and the hybrid system which enabled it to add the power of a motor at the time of start etc. is known.

[0003] Drawing 1 shows the composition of this conventional hybrid type vehicles driving gear, the belt formula nonstep variable speed gear 53 is connected to the latter part of an internal combustion engine 51 through clutch equipment 52, and power transfer is made through the final reduction gear 54 to the driving wheel 55 from this change gear 53. And the axis of rotation of a motor 56 is directly linked with the output shaft of a nonstep variable speed gear 53, i.e., the axis of rotation of a secondary pulley. This motor 56 can perform energy regeneration by driving conversely from a driving wheel 55 side at the time of a vehicles slowdown while driving the time of start etc. in order to add power, when the output of an internal combustion engine is inadequate.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] The skeleton view showing the composition of the conventional vehicles driving gear.
 [Drawing 2] The property view showing a relation with the driver zone and regeneration field by the driving force and the motor of vehicles.
 [Drawing 3] The skeleton view showing one example of this invention.
 [Drawing 4] The hydraulic-circuit view showing the composition of electromotive hydraulic-pressure-supply equipment.
 [Drawing 5] The block diagram showing the system configuration of the control unit of this example.
 [Drawing 6] The property view showing the property of a target axle torque map.
 [Drawing 7] The property view showing the property of an internal combustion engine friction presumption map.
 [Drawing 8] The property view showing the property of a change gear friction presumption map.
 [Drawing 9] The property view showing the performance map of a torque converter.
 [Drawing 10] The property view showing the property of the map of the target axle torque at the time of start.
 [Drawing 11] The timing diagram at the time of a vehicles slowdown.
 [Drawing 12] The timing diagram when shifting to a stop from a slowdown.
 [Drawing 13] The timing diagram at the time of start.
 [Drawing 14] The main flow chart which shows the overall flow of control of this example.
 [Drawing 15] The flow chart which shows the flow in lock-up slowdown mode.
 [Drawing 16] The flow chart which shows the flow in motoring slowdown mode.
 [Drawing 17] The flow chart which shows the flow in shift mode.
 [Drawing 18] The flow chart which shows the flow in idle stop mode.
 [Drawing 19] The flow chart which shows the flow in start mode.
 [Drawing 20] The skeleton view showing the 1st example of the gearbox for motors.
 [Drawing 21] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 1st example.
 [Drawing 22] The skeleton view showing the 2nd example of the gearbox for motors.
 [Drawing 23] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 2nd example.
 [Drawing 24] The skeleton view showing the 3rd example of the gearbox for motors.
 [Drawing 25] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 3rd example.
 [Drawing 26] The skeleton view showing the 4th example of the gearbox for motors.
 [Drawing 27] The flow chart which shows the control flow of the gearbox of the 1st example of the above.
 [Drawing 28] The skeleton view showing the 5th example of the gearbox for motors.
 [Drawing 29] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 5th example.
 [Drawing 30] The skeleton view showing the 6th example of the gearbox for motors.
 [Drawing 31] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 6th example.
 [Drawing 32] The skeleton view showing the 7th example of the gearbox for motors.

[Drawing 33] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 7th example.

[Drawing 34] The skeleton view showing the octavus example of the gearbox for motors.

[Drawing 35] The flow chart which shows the control flow of the gearbox of the 5th example of the above.

[Drawing 36] The skeleton view showing the 9th example of the gearbox for motors.

[Drawing 37] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 9th example.

[Drawing 38] The skeleton view showing the 10th example of the gearbox for motors.

[Drawing 39] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 10th example.

[Drawing 40] The skeleton view showing the 11th example of the gearbox for motors.

[Drawing 41] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 11th example.

[Drawing 42] The skeleton view showing the 12th example of the gearbox for motors.

[Drawing 43] The flow chart which shows the control flow of the gearbox of the 9th example of the above.

[Drawing 44] The skeleton view showing the 13th example of the gearbox for motors.

[Drawing 45] The collinear view showing an operation of the gearbox of this 13th example.

[Drawing 46] The flow chart which shows the control flow of the gearbox of the 13th example of the above.

[Description of Notations]

1 -- Internal combustion engine

2 -- Auxiliary machinery

3 -- Torque converter

4 -- Lock-up clutch

5 -- Change gear

6 -- Final reduction gear

7 -- Driving wheel

8 -- The 2nd motor

9 -- Clutch equipment

10 -- The 1st motor

11 -- Transformer axle

12 -- Electromotive hydraulic-pressure-supply equipment

13 -- Engine control unit

14 -- Automatic-transmission control unit

15 -- Hybrid system control unit

17 -- Gearbox for motors

[Translation done.]